汽车先进技术论坛丛书

QICHE XIANJIN JISHU LUNTAN CONGSHU

汽车NVH性能开发

刘显臣　编著





机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

VISIT…

LANZAROTE Caliente.COM

汽车先进技术论坛丛书

汽车 NVH 性能开发

刘显臣　编著



机 械 工 业 出 版 社

本书全面论述了汽车产品 NVH 性能开发过程。全书共分为三篇，第一篇“振动噪声基础知识”简要介绍与汽车 NVH 相关的基础知识和理论，以及常见的汽车 NVH 现象和原理。第二篇“汽车 NVH 性能开发方法”详细介绍汽车 NVH 性能开发过程，从概念设计、对标分析、目标设定、正向设计、试验验证和问题整改六个方面来详细阐述开发过程，重点介绍每部分工作重点、注意事项和设计标准。第三篇“汽车 NVH 开发案例”主要介绍汽车 NVH 开发过程中的典型案例，包括仿真分析案例和试验案例，以期为读者提供最直接的参考。

图书在版编目（CIP）数据

汽车 NVH 性能开发/刘显臣编著．—北京：机械工业出版社，2017.10
（汽车先进技术论坛丛书）
ISBN 978-7-111-57955-7

Ⅰ.①汽…　Ⅱ.①刘…　Ⅲ.①汽车－振动控制②汽车噪声－噪声控制
Ⅳ.①U467.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2017）第 218380 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号　邮政编码 100037）
策划编辑：孙　鹏　责任编辑：孙　鹏
责任校对：张　薇　封面设计：路恩中
责任印制：张　博
河北鑫兆源印刷有限公司印刷
2018 年 1 月第 1 版第 1 次印刷
184mm×260mm · 25.75 印张 · 633 千字
0 001—1900　册
标准书号：ISBN 978-7-111-57955-7
定价：139.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务	网络服务
服务咨询热线：010-88361066	机 工 官 网：www.cmpbook.com
读者购书热线：010-68326294	机 工 官 博：weibo.com/cmp1952
010-88379203	金　书　网：www.golden-book.com
封面无防伪标均为盗版	教育服务网：www.cmpedu.com

前　　言

随着我国汽车市场的高速发展，人们对汽车乘坐舒适性的要求也越来越高。生产安静、舒适的汽车产品，也是汽车制造商不断追求的目标，以期其产品在市场上得到更多的认可。但是国内汽车 NVH 专业起步晚，无论是设计工程师还是试验工程师，都缺少经验。在处理汽车 NVH 问题时经常是不知所措，找不到可供参考的技术文献。这些都是限制汽车产品开发的不利因素。

笔者从事汽车、发动机振动噪声相关工作近 20 年，深知这门学科之复杂、高深。在工作过程中，经常苦于无法查阅到相关的技术文献。中国汽车工业起步晚，特别是在产品开发方面仍然处于模仿和摸索阶段。而国外一些大的汽车公司，在产品开发方面积累了丰富的经验，我们现在遇到的问题都是他们曾经遇到并且已经解决了的。参考相关的技术文献，借鉴其丰富的经验，可以大大缩短我们新产品的开发周期，快速解决研发过程中遇到的问题，是编写本书的出发点。

在本书编写过程中，得到了很多专家和同事的鼓励和帮助，在此表示感谢。

本书主要介绍汽车 NVH 性能的开发过程，从概念设计阶段开始，到目标设定、工程设计、试验验证和问题整改，详细介绍每一个阶段的 NVH 工作内容和方法以及重点注意事项。本书适用于汽车院校学生，各汽车公司、设计公司的 NVH 工程师，可作为解决汽车振动噪声问题、开展汽车产品设计的参考资料。书中介绍的一些案例多是笔者亲身参与过或者选自最新的问题改进、课题研究报告。由于笔者水平的限制，书中难免会有些错误及不足之处，真诚地欢迎读者指正（邮箱地址为：liuxch_nvh@126.com）。

目　　录

前　言

第一篇　振动噪声基础知识

第一章　振动和噪声概述 …… 3
　第一节　振动和噪声 …… 3
　第二节　汽车振动噪声的一般特性 …… 12
第二章　汽车振动噪声控制策略 …… 18
　第一节　振动噪声控制 …… 18
　第二节　振动噪声控制流程 …… 19
　第三节　探查原因的基本方法 …… 20
　第四节　振动噪声解决方案 …… 24
第三章　汽车常见振动噪声现象 …… 29
　第一节　整车级别振动现象 …… 29
　第二节　整车级别噪声现象 …… 46
　第三节　系统级别振动现象 …… 59
　第四节　系统级别噪声现象 …… 73

第二篇　汽车 NVH 性能开发方法

第四章　汽车 NVH 开发流程 …… 91
　第一节　概念设计 …… 91
　第二节　对标分析 …… 110
　第三节　目标设定 …… 113
　第四节　正向设计 …… 140
　第五节　试验验证 …… 157
　第六节　问题整改 …… 163
第五章　汽车 NVH 性能模拟 …… 170
　第一节　频率范围划分 …… 170
　第二节　有限元法 …… 171
　第三节　边界元法 …… 174
　第四节　结构—声耦合法 …… 176
　第五节　统计能量分析 …… 178
　第六节　混合 FE – SEA 法 …… 181
第六章　汽车 NVH 模拟仿真技术 …… 184
　第一节　分析模型 …… 185



第二节　刚度分析 …… 201
第三节　模态分析 …… 203
第四节　频率响应分析 …… 207
第五节　瞬态响应分析 …… 210
第六节　优化分析 …… 213
第七节　其他辅助分析 …… 220
第七章　汽车 NVH 问题诊断和改进方法 …… 225
第一节　振动噪声的主观评价 …… 225
第二节　系统及零部件的振动噪声 …… 243
第三节　振动噪声问题的解决方法 …… 277

第三篇　汽车 NVH 开发案例

第八章　CAE 优化分析案例 …… 319
第一节　怠速振动噪声性能预测 …… 319
第二节　异响 …… 325
第三节　车身分析 …… 330
第四节　路面噪声 …… 339
第五节　制动抖动及摆振模拟技术 …… 346
第九章　实际案例 …… 351
第一节　怠速转向盘抖动优化案例 …… 351
第二节　SUV 加速轰鸣噪声控制 …… 359
第三节　MPV 降噪 …… 367
第四节　微型车降噪 …… 376
第五节　制动抖动 …… 384
第六节　过减速带冲击 …… 392
第七节　轿车加速轰鸣噪声控制 …… 398
参考文献 …… 405

第一篇　振动噪声基础知识

第一章　振动和噪声概述

第一节　振动和噪声

振动噪声现象产生原理复杂，涉及动力学、运动学、理论力学、材料力学等多门学科，对工程师的基础知识和理论背景要求很高。为了便于解决振动噪声问题，对振动噪声有关的基础知识加以介绍。

一、振动基础知识

1. 振动和振动频率

振动是指物体以某一点为中心按照一定的周期进行往复运动，其运动与时间的关系如图 1. 1. 1 所示。

振动频率表示 1s 的时间内往复运动的次数，单位为 Hz。

如图 1. 1. 1 中所示为简单的单线摆模型，当对摆锤施加一个外力时，如向一边拉起，然后松手。摆锤将以静止位置（A）为中心开始摆动。摆锤的摆动就是振动，从图中可以了解到，其振动频率约为 2Hz，即 1s 时间内，往复摆动两次。

2. 自由振动和固有振动频率

由弹簧和具有一定质量的物体构成的振动系，如图 1. 1. 2 所示，当重物受到牵引等外力

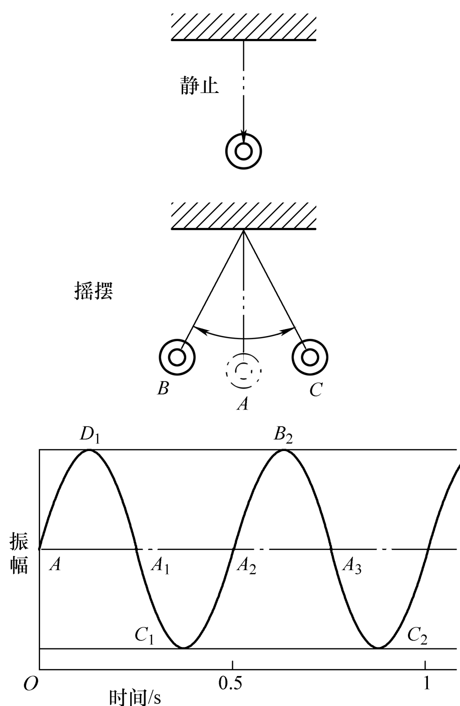


图 1. 1. 1　单线摆振动

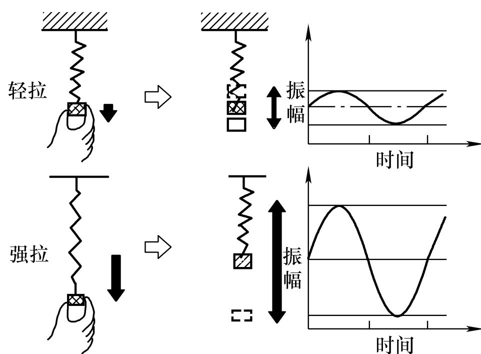


图 1. 1. 2　自由振动

作用时，振动系就按照系统固有的频率开始振动。这样的振动称为自由振动，其振动的频率称为固有频率。固有频率由弹簧的刚度和重物的质量决定，与外力无关。

对重物施加较小的牵引力和较大的牵引力，振动的幅度虽然不同，但是其振动的频率是不变的，如图 1.1.3 所示。而当改变振动系的弹簧刚度和重物的重量时，系统的固有振动频率会改变。弹簧的刚度越大，物体的重量越轻，则固有振动频率越高。

3. 振动强制力和振动体

形成振动需要具备引起振动的力即强迫振动力及受到力作用而运动的振动体两个条件。

如图 1.1.4 所示的弹簧和物体所组成的振动系中，手持弹簧上下移动，则物体会产生连续的上下方向的运动。

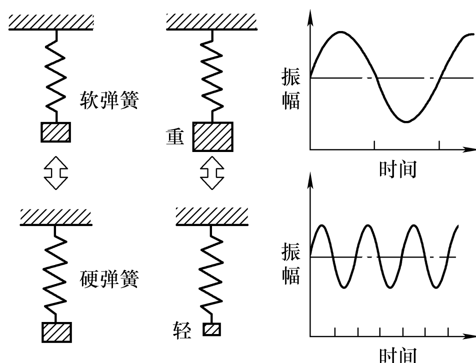


图 1.1.3　弹簧与重量的影响

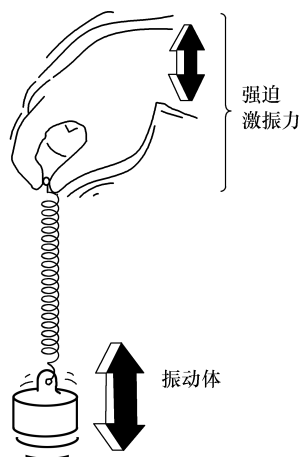


图 1.1.4　强迫振动

4. 共振

利用图 1.1.4 中的振动系进行实验，结果如图 1.1.5 所示。

保持手的移动幅度一定，慢慢改变上下移动的速度，观察物体如何运动。即保持振动强迫力的幅度不变，只改变强迫力的频率时，调查物体的运动有何变化。

（1）振动强迫力的频率较小时

物体随着手的上下运动而开始运动，且振幅较小。

（2）振动强迫力的频率较大时

手的上下运动渐渐加快时，物体的运动也加快，当手的移动速度达到一个特定的值时，物体的振幅达到最大。这种现象称之为共振。

（3）振动强迫力的频率进一步加大时

当手的上下运动速度更大时，物体的振幅并没有相应增大，反而变小了。

以上实验现象说明，当振动强迫力的频率与振动系的固有频率一致时，产生共振，此时振动系的能量最大，这也是汽车的振动和噪声增大的原因，如图 1.1.6 所示。因此，在处理汽车的振动及噪声问题时，一定要特别注意共振现象。



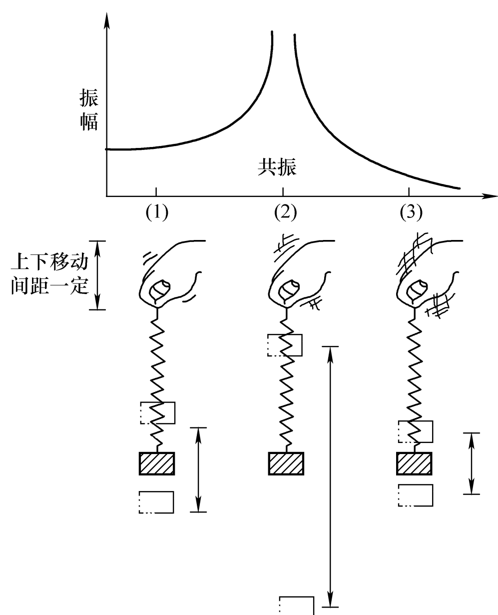


图 1. 1. 5　共振

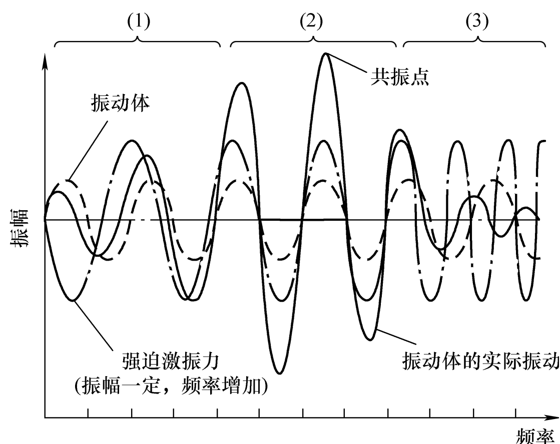


图 1. 1. 6　实际振动

5. 刚性振动和弹性振动

振动可以分为刚性振动和弹性振动。刚性振动即之前所叙述的弹簧和振动物体组成的振动系振动的情况。对于汽车来说，类似的振动系如由悬架的弹簧和车身所组成的结构，如图 1. 1. 7 所示。

所谓的弹性振动，例如当用手指拨动吉他的弦时，弦的振动即为弹性振动。总之，弹性振动是由物体自身的弹性和质量所构成的振动系所产生的连续振动，如图 1. 1. 8 所示。

汽车的排气管的弯曲振动即弹性振动。另外，对于同一个物体，根据振动频率的不同，有可能产生从刚性振动到弹性振动的转变，或者同时产生两种类型的振动。

例如，汽车的车身以较低的频率作簧上振动时，即悬架弹簧和车身所组成的振动系的刚性振动，当振动频率增加而产生冲击类的车身振动时，车身不仅仅体现为位置的变化，车身整体会产生弯曲或者扭转运动，此时为弹性振动。

因此，必须明确区分振动系的振动是刚性振动还是弹性振动。

二、噪声基础知识

1. 声音及其传递方式

如图 1. 1. 9 所示，用手指轻拂吉他的弦，或者敲鼓时，之所以能听到声音，是由于吉他的弦或者鼓面产生了振动，激起周围空气振动，并最终通过听觉神经使人产生听觉。振动是由于与振动体的接触通过触觉器官感觉到的，当手指离开振动物体时就感觉不到振动。而对于声音来说，即使离开振动体（当然是在一定的范围内），只要是在空气传播所能达到的范围内就能听到。这就是振动和声音的区别。

综上所述，有声音的地方就一定会有振动体的振动，正是由于振动体的振动才产生了声音。

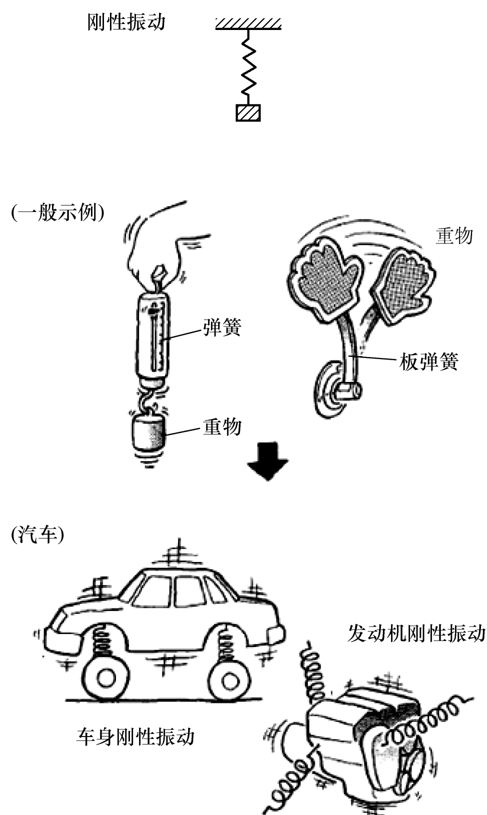


图 1.1.7　刚性振动

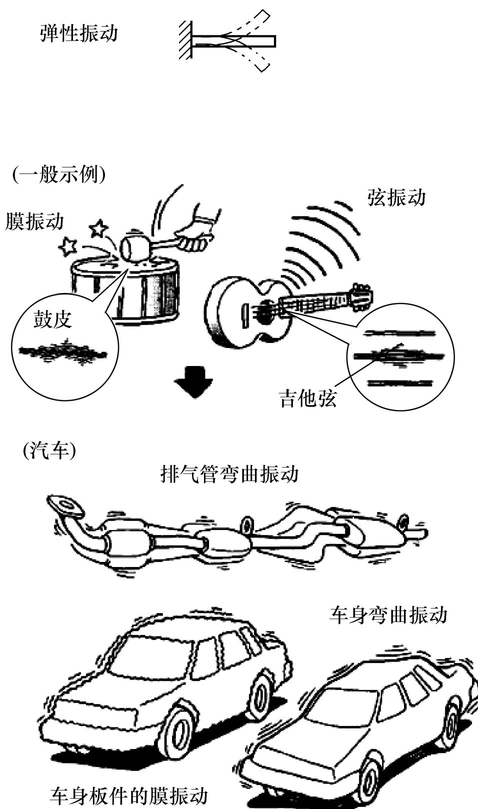


图 1.1.8　弹性振动

另外，关于声音在空气中的传播方式，举一个简单的例子。如图 1.1.10 所示，向池塘的水中投入一块石块时，石块产生的波纹会不断地扩大，时高时低地向远方传播。声音在空气中的传播也是同样的情形，激励使空气产生振动，空气的密度随着传播的距离而产生疏密变化，不断地向远处传播。

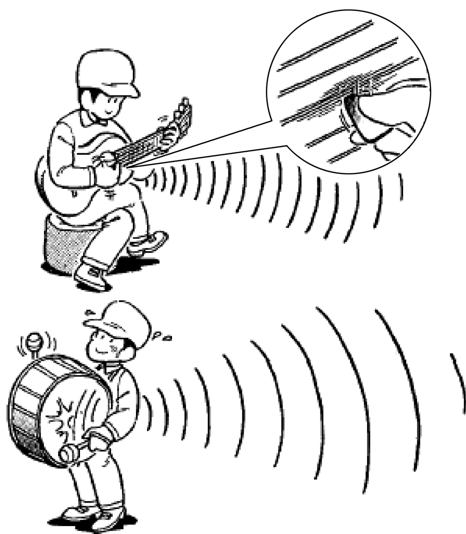


图 1.1.9　弹吉他和敲鼓

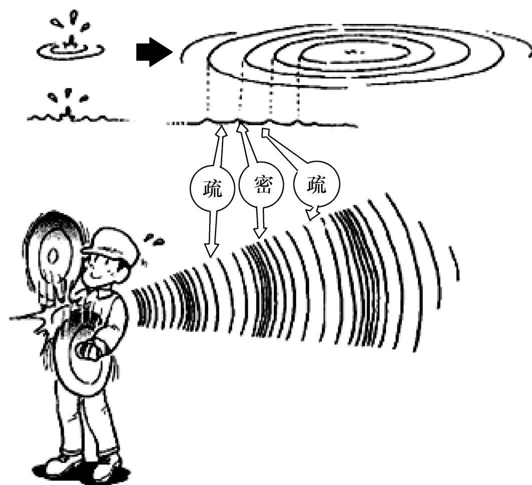


图 1.1.10　声波的传播



2. 声音的高低和声音的强度

声音的高低由频率决定，当频率较小时较低的声音能听到，当频率较大时较高的声音能听到。

例如，对于敲击小鼓和大鼓的情况，敲击大鼓会产生较低沉的声音，当加大敲击的力度并放慢敲击速度时，甚至可以凭肉眼观察到鼓面的振动。另一方面，敲击小鼓时会产生较高的声音，鼓面的振动则很难观察到。如图 1. 1. 11 所示。

声音的强度是由耳膜的振动强度所决定的，即代表了振动所产生的能量的大小。



图 1. 1. 11　声音的高低和强弱

3. 可听音和振动

有时候未必能听到振动体振动时所产生的声音。

例如，电视机或者音响所使用的遥控器所发射的是一种超声波，具有非常高的频率，这种声音是人耳所听不到的，如图 1. 1. 12 所示。

相反，蹦床等在上下方向以较高幅度振动的情况，也是听不到振动声音的，如图 1. 1. 13 所示。

以上的例子说明我们的耳朵具有一定的可听范围。即使声音的强度相同，如果振幅很小的话则无法听到。

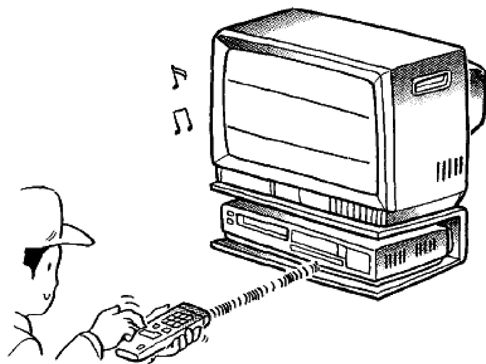


图 1. 1. 12　超声波

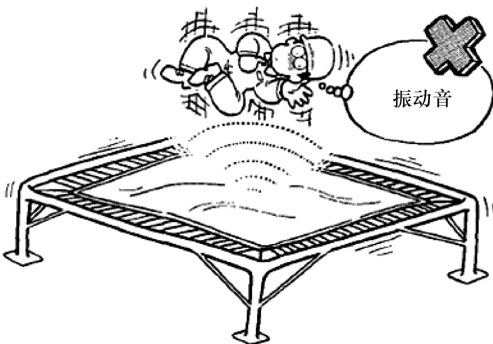


图 1. 1. 13　振幅较大的蹦床

图 1. 1. 14 显示了人的耳朵有多大的可听范围。

另外，最小可听范围曲线是指一部分听觉特别敏感的人而言的，对于普通的人来说，其最小可听范围如图中的虚线所示。

图 1. 1. 15 为等响度曲线，它显示了人耳能听到的声音的强度大小。

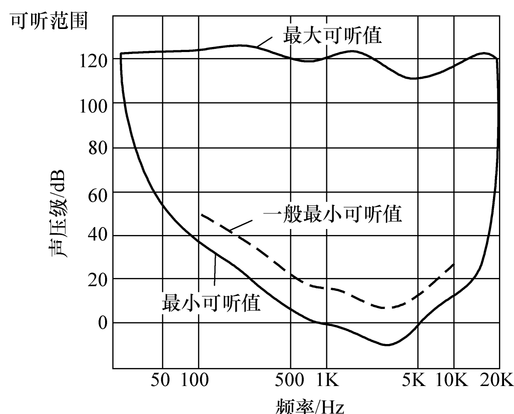


图 1. 1. 14　人耳的可听范围

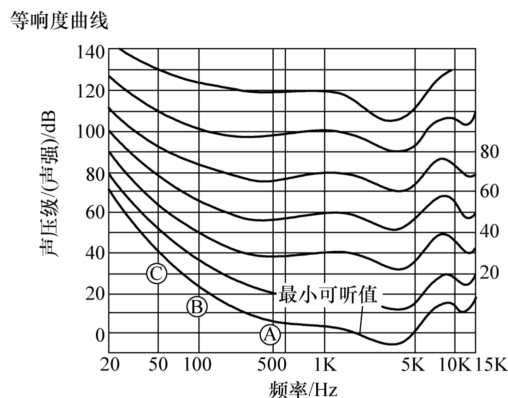


图 1. 1. 15　等响度曲线

一个身体健康的年轻人，正对声源，用两耳试听声音。使用 1000Hz 的标准声源，调整声压以促使频率改变，保证所听到的声音的大小（声强）相同，进而绘制得到的曲线为等响度曲线。例如，在 A 点 500Hz 的声音其声压听起来达到 60dB，在 B 点频率为 1000Hz 时声音降低，约为 25dB，在 C 点 50Hz 的声音听起来只有 42dB。

接下来根据可听范围曲线对汽车的各种噪声进行详细分类介绍，如图 1. 1. 16 所示。

在汽车噪声中，尤其是问题较为严重的低速及中速时所发生的轰鸣噪声，由于频率较低，虽然比较难于感觉到，但是由于声压较高，使耳膜产生一种压迫感，听到的是“嗡……”这样的声音，使人的感觉非常不舒服。同时由于振幅很大，能感觉到振动。

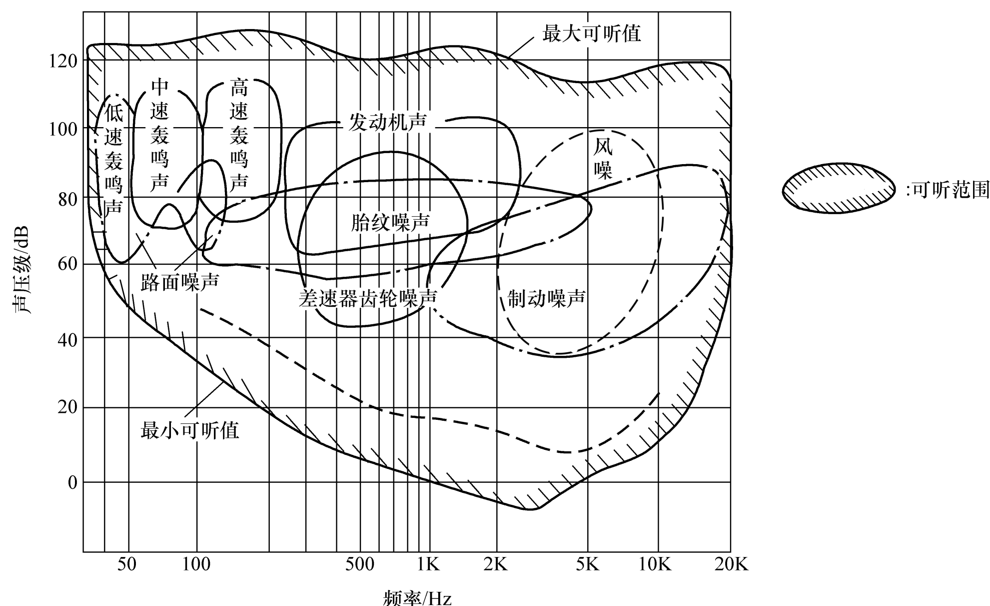


图 1. 1. 16　汽车常见噪声现象



三、振动和噪声的产生

在之前的叙述中，我们了解到物体振动而产生声音，因此，为了查找声源，就需要找到振动的物体，这是一般的常用方法。

对于振动体的振动为单纯的发声源（如发动机缸内气体爆发时的振动）时，振动源比较容易查找。而一些较为复杂的振动，振动体自身的振动幅度较小，但是由于与其他的物体相互接触，从而引起了其他部位的振动形成新的振动源。对于这样的需要处理的对象，确定振源则有一定的难度。

下面对较小的振动是如何转变成较大的振源过程加以介绍。

物体振动时将成为振源，振动在向与其相互接触的物体传递时，如果传递过程中某一部位产生共振，那么传递过来的振动能量将被无限增幅放大，并继续向下传递。因此，共振是振动能量被放大的关键。

这种现象在日常生活中十分普遍，如图 1. 1. 17 所示，在汽车中，发动机振动所产生的力将会通过悬置和排气管吊挂向车身传递，在传递路径上如果出现共振，那么传递的能量将会被大幅提高，从而使车身板件产生严重的振动，并最终产生噪声。

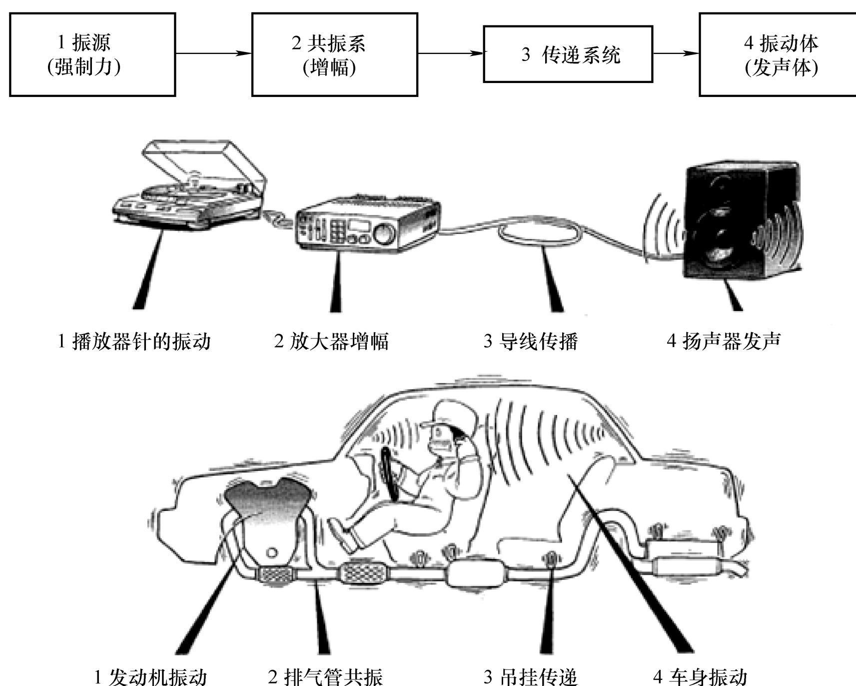


图 1. 1. 17　振动噪声发生原理示意图

四、令人在意的振动和噪声

不仅仅局限于汽车，日常生活中经常会发生某一种振动或者噪声，对于某些人来说会感到不适，而对于另外一些人来说则没有这种感觉甚至会乐于接受。例如对于爵士乐的声音，年轻人很喜欢听，而对于一些年纪较大的人来说则视其为令人厌烦的噪声。

另外，对于相同的振动，因为汽车价格的不同，有的人会觉得这是一种无法接受的问题。总之，是否在意相同的一种振动噪声，在主观上的感觉是不同的。因为用户的感觉是不同的，所以需要站在用户的角度上对现象进行评价，甚至需要争取第三者的意见。另外，此时还需要了解用户对问题整改的期望值。

判断一种声音是否为需要避免和解决的噪声，对判断者的经验要求很高。汽车公司通常设有专门的部门和人员从事这种工作。实验人员要事先经过严格的培训，如听觉训练、心理分析和测试设备操作等。有时还需要借助外部的资源来完成实验，如有的汽车公司在对一款新产品进行测试时，邀请媒体人员或者群众参与测试，以保证测试结果的可靠性和实用性。

对于已经推向市场的产品，也要注意收集客户的投诉和反馈。因为有些工况在实验中难以涵盖，只有用户才能真实地反映出产品中存在的没有被发现的问题。对于用户反馈过来的信息，要及时处理，条件允许时，尽量和用户一起对问题实际体验。这样才能真实地感受到用户反映的实际情况。

另外，还可以通过其他的渠道来收集信息，如调查问卷、走访用户等。这样不但能及时地获取用户反馈的信息，还有助于提升产品在用户心中的形象，提高产品的知名度。

五、振动和噪声的大小及表现

对于完全没有经历过的振动和噪声，即使在头脑中经过了认真的考虑，也可能做出不正确的判断。因此，在处理振动和噪声问题时，有必要对实际上发生的现象进行体验。并对体验的结果进行详细的记录，以防止遗忘。

对振动和噪声的状态及大小用数据记录下来，在日后再一次查看这些数据时，就很容易回想起当初的状态。

在实验中记录下来的数据是十分重要的，对于噪声大小的评价尺度大概可以分为五个层次，见表 1. 1. 1。

表 1. 1. 1　评价判断等级

评价等级	状况描述	特征描述	客户反映
1	客户不可接受并且必须改进	差	生气
2	客户感到苦恼并且希望有改进措施	较差	苦恼
3	客户不期望的，或不具有竞争性，但不会使客户苦恼	合格	失望
4	客户经常感知到，但认为不是问题	较好	可察觉
5	客户很少感知到	好	满意

另外，车速、档位、发动机转速等信息越多，则对后期的判断和处理越为有利。

六、噪声测试设备

当人的耳朵连续听到较大的声音后，鼓膜对声音就有了习惯性，听起来会比实际上的要小，相反对比较低的声音集中精力去听时，会对该声音很敏感，听起来比实际上的要大。

对于自己比较喜爱的声音，即使较高也不会感到厌烦，而对于不喜欢的声音，即使很低也会觉得不舒服。人的耳朵对环境有适应能力，具有可变性，在主观上对某些声音具有吵闹、安静等感受。但是在汽车噪声处理过程中，有必要取得客观的测试数据，而且测量的尺



度必须统一，声级计和传声器是常用的声音测试装置。图 1. 1. 18 所示为声级计。

声级计具有以下几个优点：

1）使用相对稳定的刻度对噪声的大小进行测试。

2）可以对修理前后的幅值进行对比，以确认效果。

3）可以用具体的数值来表示噪声，对于用户来说更具说服力。

对于声音的形容经常会使用一些拟声词，另外还可以用数字来记录。

使用声音记录设备可以很简单地将声音记录下来并能反复回放，对于这种声音完全不了解的人也可以在不同的场合很方便地试听和分析。

在实验中对声音记录的状态需要加以明确。例如，在乘员耳边位置相对应的地方设置声级计，并在相同的车速、激励条件下进行实验测试，这样测得的数据才具有真实性。但是，记录下来的声音与实际的声音并不是完全一致，因此需要事先了解其中的少许差别。

由于声音的级别在不同的场合会有少许的差别，在测试时尽可能在靠近耳边的位置设置传声器。

声级计有前述的多项优点，但是如果单单依赖声级计也会出现问题。之所以这样说，是因为人类的耳朵构造非常复杂，具有声级计无法比拟的可听音范围。因此，声级计测得的结果虽然有所下降，但是听起来却没有明显的变化。总之，声级计的数据虽然在某种程度上有效，最终还是要通过人耳的感觉来验证。

常用的声级计有各种各样的型号，对于汽车上使用的声级计，通常为小型、便携式的，在车厢内部也可以灵活使用。

如图 1. 1. 18 所示，声级计通常在前端有一个电容式传声器，可以感知声压并转变为电信号，电信号通过听觉修正回路进行特性修正后显示出来。

图 1. 1. 19 为常用的传声器。可以连接到数据采集仪上，这样就可以获得连续的数据信号。通过设备配置的软件，对数据进行分析，就可以得到各种有用的信息。

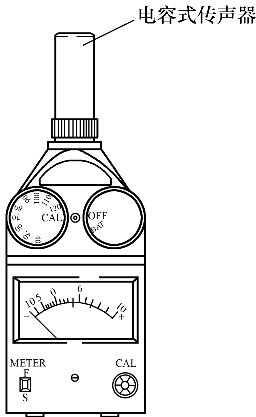


图 1. 1. 18　普通式声级计

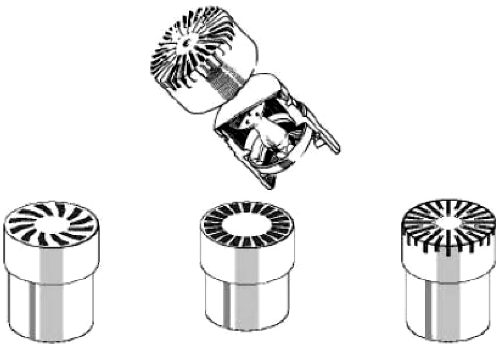
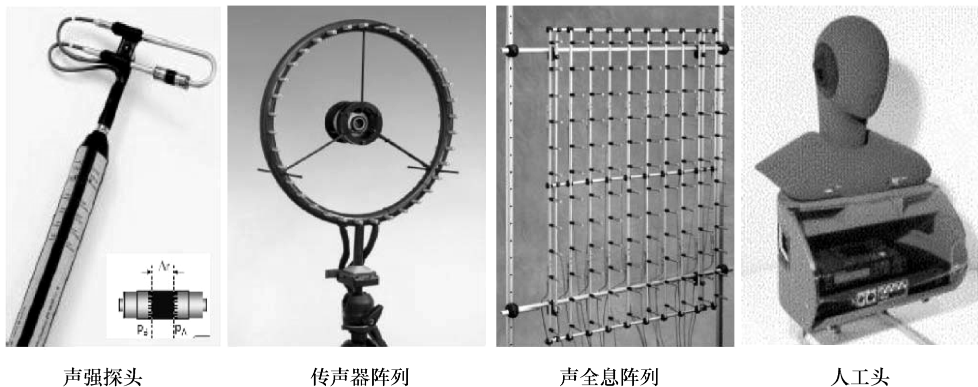


图 1. 1. 19　传声器

除了上述两种常用的声学测试仪器以外，还有其他一些从传声器衍生出来的测试设备。如图 1. 1. 20 所示的声强探头、传声器阵列、声全息阵列、人工头等设备，用来进行各种各样的声学测试。



声强探头　　传声器阵列　　声全息阵列　　人工头

图 1. 1. 20　传声器的衍生设备

七、振动测试设备

测试振动最常用的是加速度传感器。如图 1. 1. 21 所示为常用的加速度传感器，如图 1. 1. 22 所示为激光测试仪。

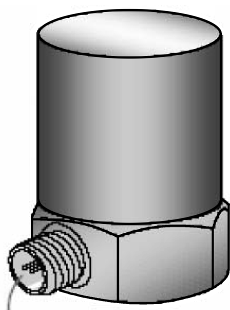


图 1. 1. 21　加速度传感器



图 1. 1. 22　激光测试仪

第二节　汽车振动噪声的一般特性

对坐在汽车里所感受到的振动和噪声进行分类，常见的各种现象、表现方法、振源、共振系统等见表 1. 2. 1 和表 1. 2. 2。

表 1. 2. 1　汽车上常见的振动现象概要

现象［频率］	主要振源	共振系统
乘坐舒适性 当汽车在凸凹不平的路面上行驶时，路面的激励引起的汽车整体的振动（俯仰、侧倾、跳动） (几赫兹～15Hz)	• 路面的凸凹不平	• 簧下质量共振 • 发动机刚体振动（上下跳动、俯仰）

（续）

现象［频率］	主要振源	共振系统
冲击 (前后冲击) 当汽车中高速行驶时，前车身、仪表板、转向盘等的上下振动 (5～30Hz)	• 路面的凸凹不平 • 轮胎不平衡 • 轮胎质量不均 • 车轮偏心	• 发动机刚体振动 • 前悬架簧下共振 • 车身弯曲共振 • 转向盘上下共振
(左右冲击) 当汽车中高速行驶时，座椅的左右振动 (5～30Hz)		• 发动机刚体振动 • 后悬架簧下共振 • 车身扭转共振
摆振 当汽车中高速行驶时，转向盘圆周方向振动 (5～30Hz)	• 路面的凸凹不平 • 轮胎不平衡 • 轮胎质量不均 • 车轮偏心	• 前悬架簧下质量和转向系统连杆共振
制动抖动 制动时车身及转向盘的上下、前后振动 (5～30Hz)	• 制动盘振动 • 制动鼓偏心振动 • 制动盘厚度不均	• 发动机刚体振动 • 簧下共振 • 车身弯曲共振 • 座椅共振 • 转向盘上下、左右共振
发动机起动时振动 发动机起动时车身上下、左右振动 (5～15Hz)	• 发动机起动时转矩变动	• 发动机刚体振动（侧倾）

（续）

现象［频率］	主要振源	共振系统
怠速振动 怠速时车身上下、左右振动 (5～15Hz)	• 发动机怠速时转矩变动 • 排气系统弯曲振动	• 发动机刚体振动（侧倾）
变速杆振动 换档时，手部感觉到的变速杆的振动 (20～200Hz)	• 发动机振动	• 制动拉索支架共振
制动踏板振动 由制动踏板传递到驾驶人脚部的振动 (20～200Hz)	• 发动机振动	• 驱动系统弯曲共振
离合器抖动 前进时（离合器接合）出现的车身前后振动 (10～20Hz)	• 离合器传递的转矩变动	• 驱动系统扭转共振
万向节式传动轴振动 (30～60Hz)	• 因传动轴的万向节角度产生的2次力偶	• 传动轴的中间支承支架共振 • 发动机刚体振动（俯仰、跳动）



表 1. 2. 2　汽车常见噪声现象概要

现象［频率］	主要振源	共振系统
低速轰鸣声 低速行驶时(小于50km/h)的轰鸣声 (30～60Hz)	• 发动机转矩变动 • 排气透射声	• 后悬架的缠绕振动 • 车内空腔共鸣 • 车身的弹性振动
中速轰鸣声 50～80km/h行驶时发生的轰鸣声 (60～100Hz)	• 发动机转矩变动 • 进排气声 • 传动轴万向节夹角引起的转矩变动	• 驱动系统扭转振动 • 驱动系统弯曲振动 • 车身、地板振动 • 车内空腔共鸣
高速轰鸣声 车速高于80km/h时发生的轰鸣声 (100～200Hz)	• 发动机转矩变动 • 轮胎不平衡 • 传动轴万向节夹角引起的转矩变动 • 排气透射声	• 驱动系统弯曲振动 • 驱动系统扭转振动 • 排气系统弯曲振动 • 车内空腔共鸣 • 车身的弹性振动
制动踏板振动 由制动踏板传递到驾驶人脚部的振动 (20～200Hz)	• 发动机和空调压缩机、转向助力泵等的转速接近时 • 传动轴和轮胎转速接近或成倍数时	• 车身梁共振
发动机透射声 在车内听到的发动机传递来的噪声 (300~500Hz)	• 发动机振动 • 发动机机械噪声 • 发动机燃烧噪声 • 进排气噪声 • 冷却风扇噪声	• 发动机弹性振动 • 车身板件共振
接缝噪声 通过路面接缝及凸凹不平时发生的冲击噪声 (30~60Hz) 搁脚板	• 路面凸凹不平、接缝、段差	• 轮胎弹性振动 • 悬架共振 • 车身弹性振动

（续）

现象［频率］	主要振源	共振系统
路面噪声 当车辆在凸凹不平路面上行驶时发生的声音 (30~60Hz)或者(80~200Hz)	• 路面凸凹不平、接缝、段差	• 轮胎弹性振动 • 车内空腔共鸣 • 车身弹性振动
风噪、吸出声 高速行驶时发出的噪声 Hiu… (800Hz～5kHz)	• 轮胎胎纹	• 轮胎胎壁共振
变速器齿轮噪声 变速器齿轮啮合噪声 嗡嗡嗡 (400~1500Hz)	• 齿轮啮合	• 变速器壳体弹性振动 • 变速器横梁共振 • 传动轴弹性振动 • 变速器悬置支架弹性振动
差速器噪声 差速器齿轮啮合噪声 (400～1500Hz)	• 齿轮啮合	• 后桥壳体振动 • 后板簧共振 • 传动轴弹性振动 • 控制臂等振动 • 驱动轴弯曲、扭转共振
制动噪声 制动时发出的噪声 (200Hz~10kHz)	• 制动盘和制动片摩擦和共振	• 制动盘共振 • 制动鼓共振 • 防尘罩共振



（续）

现象［频率］	主要振源	共振系统
风噪、吸出声 高速行驶时发出的噪声 Hiu… (800Hz～5kHz)	• 车身外部凸凹不平处的空气乱流 • 车门及开口部位的间隙处的空气流通	
异响 • 行驶时仪表板、车门饰板等处发出的嘎吱嘎吱噪声 • 操作噪声（开关、踏板等） 嘎吱	• 仪表板等饰板安装不良 • 可运动部位、旋转部位的摩擦振动	• 内饰板振动 • 车门、发动机舱盖、行李箱等板件共振
车外噪声 车辆行驶时发出的噪声 (20Hz～5kHz)	• 发动机噪声 • 进排气噪声 • 风扇噪声 • 轮胎胎纹噪声	• 空气传播噪声
打水声 通过路面上的积水时发出的噪声	• 轮胎打击水面时 • 轮胎卷起来的水溅到护板上时	• 护板振动
雨水敲打声 雨水落到车顶时发出的噪声	• 雨水打击车顶盖	• 顶盖振动

第二章　汽车振动噪声控制策略

第一节　振动噪声控制

在处理振动噪声问题时最关键的是要找到问题产生的根源，并采取针对性、有效的整改方案。在查找振动噪声的源头及制订解决方案时，一定要事先制订详细的计划，否则只能现场临时发挥，通常会遇到各种各样的困难及限制条件，其结果通常是既浪费了大量的时间，整改效果也达不到预期的目的。因此，为了高效、低成本地解决振动噪声问题，确认以下两个因素是十分重要的：

1）振动噪声的主观感受。

2）振动噪声的发生原理。

一、振动噪声的主观感受

在开始解决振动噪声问题时，一定要在实际中对振动噪声现象经过多次的亲身体验，并对主观感受进行详细的记录，通过以往的经验来判断问题出现的可能原因。

例如，抖动是车身及转向盘上下方向的激烈振动，摆振是转向盘在圆周方向上的振动等。这两种现象虽然都是转向盘在振动，从表面上难以区分。但是这两种振动现象的发生原理、激励源、振动频率都是不同的，因此解决方案也不相同。

如果出现上述问题时，不能正确地区分开抖动还是摆振，那么就无法正确地解决问题。正确的判断来自于经验的积累。在日常工作中，一定要重视每一次体验，对试验过程进行详细的记录，积累多了经验自然也就丰富了。

二、振动噪声的发生原理

确定振动噪声发生原理是解决振动噪声问题的关键。例如抖动和摆振，从表面上来看都是转向盘的振动。虽然都是轮胎的不平衡引起的，但是二者的传递路径是不同的。对于转向盘抖动，一般是通过悬架、发动机、车身传递的，而转向盘摆振则是通过转向系统进行传递的。

如果不了解问题产生的基本原理，那么即使判断出到底是抖动还是摆振，只对轮胎和转向系统进行检查，也无法解决抖动的问题。

另外，为了防止振动噪声的发生，在汽车上使用了大量的衬套、减振垫等零件。这些零部件性能的低下是产生振动噪声问题的基本原因。

例如，如果衬套出现疲劳破坏，将失去隔绝振动的功能。本应该被隔离的振动将向外传递。如果不了解这些减振零部件是如何使用的，则无法有效地解决出现的问题。正确理解汽车各个系统的结构和振动噪声的产生原理，在问题出现时则可以高效地确定根源，并制定有效的解决方案。

正确理解本书中的关于振动噪声的主观感受和产生原理等内容，并在此基础上解决振动



噪声问题。

第二节　振动噪声控制流程

在处理振动噪声问题时，如果不按照正确的流程，有时反而会使问题加剧，或者所采取的方案不合理，造成人力、物力的浪费，增加成本。

正确的工作流程如下：

① 现象的确认和再现。

② 判断是否为故障。

③ 故障现象分类。

④ 原因探查和处理。

⑤ 防止再发生。

在解决汽车振动噪声问题时，可以按照上面的五个步骤，有条理地开展工作，如图 2. 2. 1 所示。

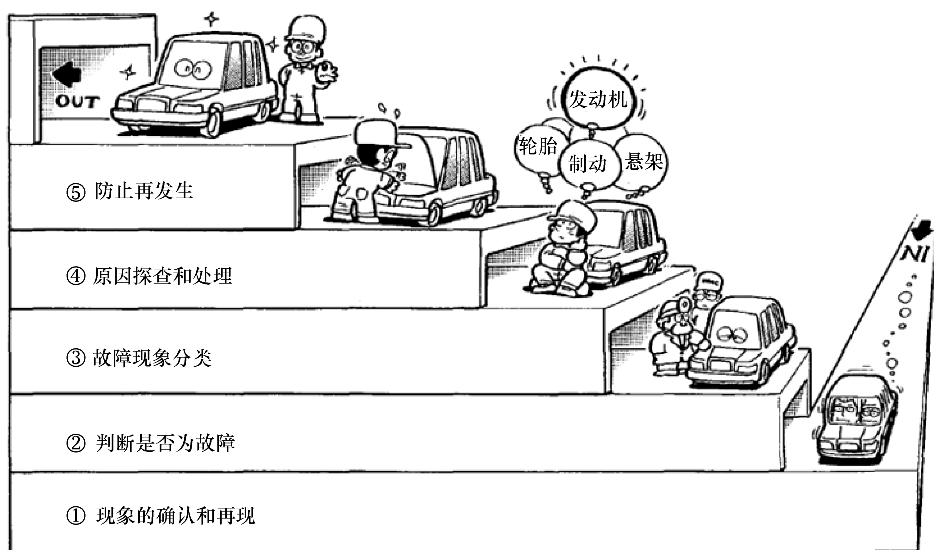


图 2. 2. 1　解决振动噪声问题流程

Step 1　现象的确认和再现

解决汽车振动噪声的第一步，是要正确掌握用户对振动噪声的投诉和反映。但是仅凭用户的描述还无法完全掌握所发生的问题。在实际工作中，如果有条件，可以同用户一起对问题车辆进行实际体验，充分掌握所出现的问题。现象确认的要点：

① 振动、噪声的体验。

② 振动、噪声的程度及用户的要求程度。

③ 发生部位。

Step 2　判断是否为故障

汽车的振动噪声现象可以通过感觉来进行初步诊断，由于用户的体验方法各不相同，因此用户所反映问题的内容及程度也不尽相同，通常会有一些限制，如驾驶天气、路况等。

在接受用户的反映时，首先需要判断所出现的问题是车辆故障原因造成的还是汽车本身

就存在这样的问题。如果做出了错误的判断，那么不但是对时间的浪费，还可能失去用户的信任。对于超出汽车自身性能的要求，一定要以区别于处理故障的思路来解决。要对用户有正确的引导，给出故障、汽车自身的缺陷、不合理要求等初步结论。

Step 3　故障现象的分类

在汽车行驶实验及其实验结果分析的基础上，对所出现的振动、噪声问题进行正确的分类是解决振动、噪声问题的关键。通过这些现象所对应的特定行驶条件（车速、前进、制动、路面状况等）来判断到底属于哪个种类。如果对振动、噪声问题的分类不准确，那么对接下来的工作将会是个误导，不但会浪费大量的时间，还有可能解决不了问题，甚至使问题加剧或者出现新的问题。

Step 4　原因探查和处理

即使是一种振动、噪声现象，也可能涉及众多的零部件，其振动、噪声特性都各有特点，对其激励源、共振系统、传递系统、放射系统进行区分，以方便查找问题的根源。

在处理振动、噪声问题时，要尽可能低地改变相关的零部件的振动、噪声特性。在汽车设计开发阶段，对振动、噪声性能都经过了详细、严谨的分析和研究，修理的基本原则是使零部件满足设计时的目标。如果胡乱使用不同部件及防振、隔声材料，不仅会造成某些方面性能的降低和损害，还有可能使已有的振动、噪声问题加剧。

按照故障现象的原因探查和修理流程，对各个零部件逐一检查确认，在正确判断的基础上进行修理和更换，并对每一个整改方案，都要经过实车验证，然后才能进入下一个阶段。

Step 5　防止再发生

修理完成后，现有的问题已经解决了，但是很快类似的问题又出现了。这说明问题并没有从根本上得到解决。有必要彻底查清引起问题的部件处于什么样的状态，首先可以从以下几个方面来检查。

① 是单独发生的，还是与其他部位共同发生的。

② 是否是零部件寿命的原因。

③ 修理不彻底。

④ 安装、驾驶方法不当。

⑤ 使用条件不具备。

第三节　探查原因的基本方法

解决汽车的振动噪声问题的关键是查明振源所在，并对振源的激励进行控制。

但是汽车上能成为振源的部件众多，并且与其他部件有着各种连接关系，因此确认振源是十分困难的。振动噪声控制人员需要了解汽车的构造、各系统和部件的振动噪声性能，这样才能有效、快速地查明振源的所在。

根据实际状况来采取以下两种方法，可以快速、准确地定位振源。

① 振源排除。

② 从振动、噪声的频率来推测振源。

一、振源排除

在桌子上摆放三台电话机，如图 2. 3. 1 所示，使其中的一台电话响起来。此时，逐一拿



起电话机的听筒试听，就可以知道是哪一台电话在响。

对于汽车振动、噪声，按照相同的办法就可以确定源头。但是实际上想将所有可疑的振源都排除掉是十分困难的，也可能会花费大量时间。因此可以尝试一些替代方案，如：



图 2. 3. 1　确定振源图

① 发动机空转运行。

② 汽车以空档滑行。

③ 断开离合器行驶。

④ 反复加速、减速。

⑤ 改变变速杆位置。

⑥ 打开、关闭空调。

当然，有一些方案可以很容易地实行，如：

① 将车辆抬起，拆掉轮胎，查看驱动系统工作状态。

② 拆掉排气吊挂，查看排气系统振动。

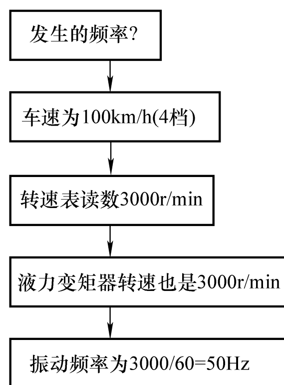
③ 断开动力总成悬置，检查振动及噪声的变化情况。

二、从频率推测振源

设想正在家里舒服地休息时，突然传来强烈的振动的情况。此时，如果以前体验过地震或者冲击钻的振动，就可以从地板的振动频率，大体上可以推断是哪种振动。

对汽车的振动具体描述的话，例如，当车速为 100km/h 时发生了类似于按摩机样的振动，初步判断其频率约为 40～50Hz，对其振源进行推测，大致可以有以下几方面的相关因素：

1. 液力变矩器有不平衡力矩

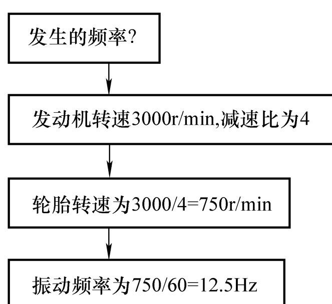


实际上发生的频率约为 10～15Hz，因此，激励源就不是液力变矩器。

参考：

- FR（发动机前置，后轮驱动）车的传动轴不平衡，按照同样的计算方法，可以推断为振源。
- 4 缸发动机的 2 次振动对应频率为（3000/60）×2＝100Hz。

2. 轮胎有不平衡力矩



实际上发生的振动频率为 10～15Hz，因此可以推断振源有可能来自于轮胎的不平衡。

三、原因探查

前项叙述了查找振动噪声原因的基本方法，在此处使用这些方法对 FR 车的案例进行详细说明，如图 2. 3. 2 所示。

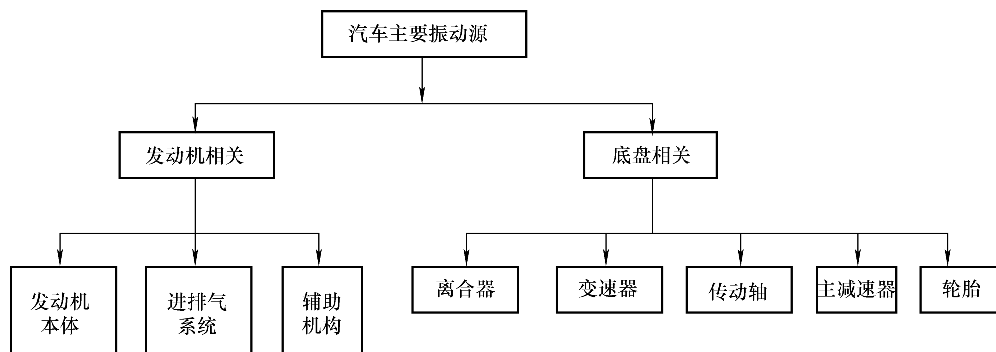


图 2. 3. 2　汽车主要振动源

在头脑中要时刻牢记这些主要的振动源，对这些振源逐一排除，从所发生的振动噪声问题中查找最可能的振源。首先需要判断振动来自于发动机还是底盘，其次再按照各个系统逐级追查。

1. 确认投诉内容

正确掌握用户所反映的振动、噪声问题是关键的第一步。需要了解的内容如下：

① 问题的主观感受。

② 振动、噪声程度。

③ 车速、发动机转速。

④ 道路状况。

然后使用之前所介绍的探查原因的基本方法，逐一排查。

2. 振源分类

（1） 是发动机相关还是底盘相关的分类

① 发动机熄火，以空档滑行，振动、噪声是否出现？

出现：与底盘有关。

不出现：与发动机有关。



注意：钥匙拔掉会使转向盘锁死，因此不要拔掉钥匙。

② 停车状态下，发动机空转运行，振动、噪声是否出现？

出现：与发动机有关（包括悬置）。

不出现：与底盘有关。

（2）发动机本体、排气、辅助机构分类

① 拆除排气管吊挂，发动机空转时，振动、噪声是否出现？

出现：与发动机本体、辅助机构有关。

不出现：与排气吊挂有关。

② 拆除排气管吊挂，拆除辅助机构的传动带，发动机空转，振动、噪声是否出现？

出现：与发动机本体有关。

不出现：与辅助机构有关。

（3）轮胎和传动轴的分类

① 计算出轮胎不平衡力矩会产生多大的振动。计算得到的振动频率与所发生的频率是否接近？

接近：轮胎相关。

不接近：传动轴相关。

② 按照相同的要领，传动轴存在不平衡力矩时，计算得到的振动频率与所发生的频率是否接近？如图 2.3.3 所示。

接近：传动轴相关。

不接近：轮胎相关。

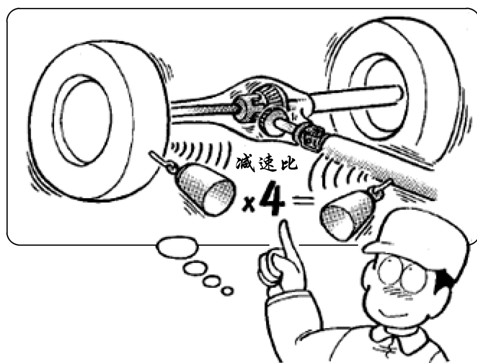


图 2.3.3　轮胎和传动轴的分类

③ 抬起车辆，拆除轮胎，使驱动系统运转，振动、噪声是否出现？如图 2.3.4 所示。

出现：传动轴相关。

不出现：轮胎相关。

（4）传动轴不平衡和万向节角度引起的转矩分类

① 如果存在传动轴不平衡力矩，通过计算得到振动频率，并判断是否与所发生的频率接近？如图 2.3.5 所示。

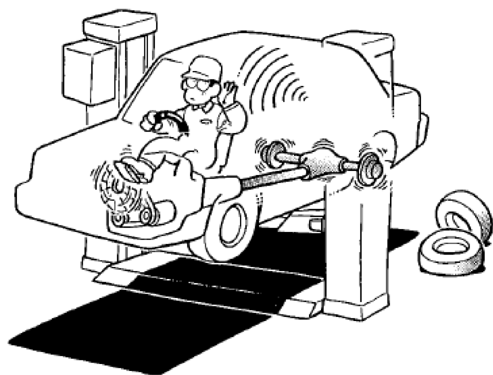


图 2.3.4　轮胎与传动轴分类

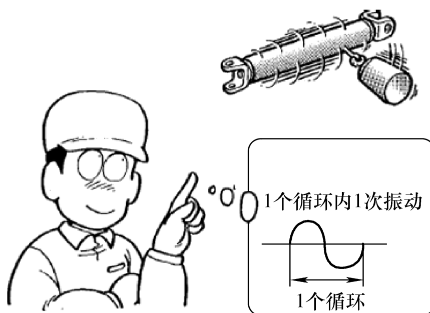


图 2.3.5　传动轴不平衡力矩

接近：不平衡力矩。

不接近：传动轴夹角。

② 按照相同的要领，判断是否是传动轴夹角引起的力矩变动？如图 2. 3. 6 所示。

接近：传动轴夹角。

不接近：不平衡力矩。

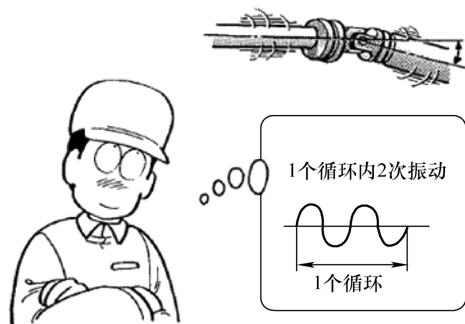


图 2. 3. 6　传动轴夹角

第四节　振动噪声解决方案

一、解决方案

从根本上来讲，音响设备和汽车的振动、噪声形成方式、传递方式是相同的。

下面的第①～④项是声音和振动产生的必要条件，不论缺少哪一个，振动、噪声都不会产生。

对于音响设备，如图 2. 4. 1 所示。

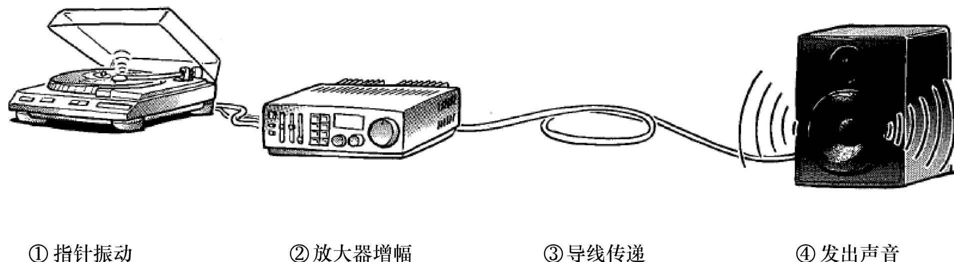


图 2. 4. 1　音响设备发声流程

对于汽车，如图 2. 4. 2 所示。

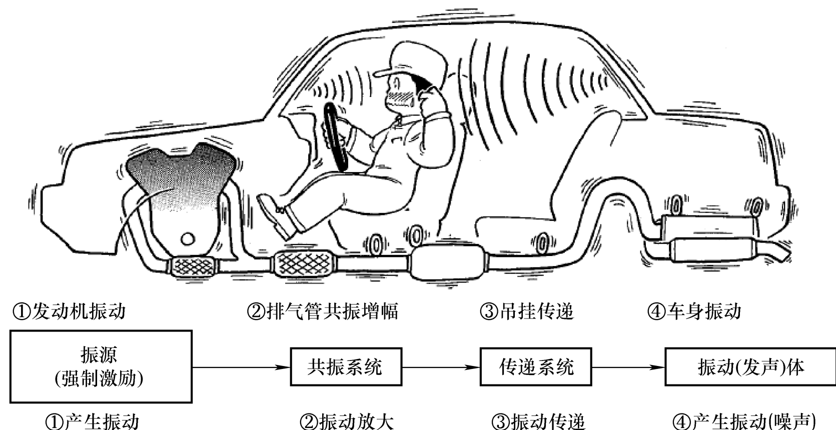


图 2. 4. 2　汽车振动噪声的形成



汽车振动、噪声问题的修理可以大致分为以下四个类别。在实际修理过程中，可以视情况选择其中最有效的方法，或者组合应用，见表 2.4.1。

表 2.4.1　汽车振动噪声的常用修理方法

序号	修理方法	解　释	案　例
①	降低振源激励	解决振动、噪声问题最根本的方法是从激励源上消除振动。但实际上的振动源不仅仅是轮胎或者传动轴的不平衡，还包括发动机转矩变动、进气脉动等多种因素。解决这些源头上的振动，需要针对不同的对象采取相应的措施 例如发动机是汽车最主要的激励源，降低发动机本体的振动是最有效的办法。如采用振动小的多缸发动机、安装平衡轴、提高油底壳刚度等	• 不平衡校正 • 各部位振动整改 • 轮胎不平衡量控制 • 发动机调校
②	防止共振	振动、噪声的传递途径中一定有共振的发生。防止共振的关键是避免模态的重合，或者使共振点转移到常用车速范围以外。安装动力吸振器、对局部补强是常用的方法 整车模态分布表是汽车振动噪声性能设计规划的最强有力工具。通过规划，可以将相互连接系统和部件的共振点避开，如车身弯曲模态与排气管弯曲模态分离	• 紧固 • 消除间隙 • 补强 • 安装动态吸振器 • 安装质量减振器
③	降低传递	有些激励在源头上难以控制，或者所需要的成本太高，那么也可以考虑对振动传递的途径加以控制。调整悬置类、衬套类零件的阻尼系数、弹簧刚度是改变传递路径的最有效办法 例如发动机悬置是发动机振动向车身传递的主要通道。优化悬置的设计，调整悬置的位置和刚度，可以有效控制发动机刚体及弹性振动向车身传递	• 悬置维修 • 衬套维修
④	防止振动体振动（发声）	噪声最终是通过板件的振动引起车内空气共鸣出现的。防止板件的局部振动可以有效防止噪声的产生，或者降低其幅度。通过对板件局部加强，或者粘贴阻尼片来降低板件局部振动能量，能够有效降低噪声的幅值 粘贴阻尼片需要经过仔细计算，确定局部振动部位和区域，所需要粘贴的阻尼片的厚度、密度等都要认真讨论	• 地板补强 • 贴阻尼片

汽车上由于共振而产生的振动、噪声问题非常多。利用共振原理来解决振动、噪声问题常用的有动态吸振器和质量减振器。

（1）动态吸振器

图 2.4.3 所示为一例最简单的动态吸振器模型。由质量 M 和刚度 K 组成的原振动系统，其固有振动频率为

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}}$$

在原振动系统的基础上附加一个振动系统，质量为 m，刚度为 k。此时整个振动系统的共振点由一个变成两个，如图 2.4.4 所示，主振系统的振幅也大幅降低。附加振动系统与原

系统具有 $K/M = k/m$ 的关系。从理论上来讲，附加振动系统以后，原振动系统的振幅能降到零。

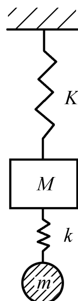


图 2.4.3　动态吸振器

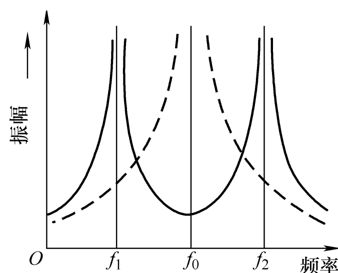


图 2.4.4　动态吸振器效果

（2）质量减振器

图 2.4.5 所示为质量减振器模型。由质量 M 和刚度 K 组成的原振动系统，其固有振动频率为

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}}$$

在原振动系统的基础上附加一个质量块，质量为 m。此时整个振动系统的共振点将向左移动，从而实现避开共振点的目的。

追加质量块后，整个振动系统的固有振动频率变为

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M_{tm}}}$$

式中的 $M_{tm} = M + m$。

附加质量块后的效果如图 2.4.6 所示。

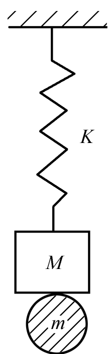


图 2.4.5　质量减振器

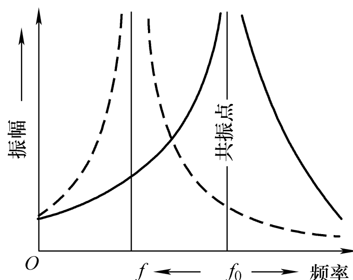


图 2.4.6　质量减振器效果

二、强制振动激励

如前所述，解决振动、噪声问题的关键是控制强制振动激励。在汽车上，有非常多的强制振源存在，而其中容易采取整改措施的见表 2.4.2。



表 2. 4. 2　强制振动激励

振　源	强制振动激励	相关要素
发动机	旋转不平衡	
	转矩变动	点火不均
传动轴	不平衡	
	万向节夹角引起的转矩变动	
驱动轴	等速万向节主减速器侧激励	万向节轴承不良
轮胎	不平衡	轮毂等的不平衡
	偏差率	轮毂摇摆
	轮胎不均	偏差率
制动系统	摩擦力变动	制动盘、鼓振动
离合器	不平衡	
	摩擦力变动	压盘等振动 离合器杆高度不齐
液力变矩器	不平衡	液力变矩器偏心

1. 发动机旋转 2 次、3 次振动

往复式发动机利用气体压力推动活塞运动，并推动曲轴旋转输出转矩。4 冲程发动机的一个气缸在曲轴旋转 2 周时产生 1 次气体爆发压力。因此，4 气缸发动机在曲轴旋转 2 周内共爆发 4 次，即相当于曲轴旋转 1 次产生 2 次爆发压力。6 气缸发动机则曲轴旋转 1 次产生 3 次爆发压力。如图 2. 4. 7 所示。

气体压力产生的转矩变动随着节气门开度（即负荷）的增加而增大。对于低速加速过程中产生的振动、噪声问题，多是由于转矩变动而产生的。

2. 传动轴的旋转 2 次振动

传动轴的万向节位置通常是有一定的夹角的，如图 2. 4. 8 所示。

对于不等速万向节，由于传动轴间夹角的存在，输出轴会有转矩变动。这个转矩变动旋转 1 周发生 2 次，属于 2 次振动。

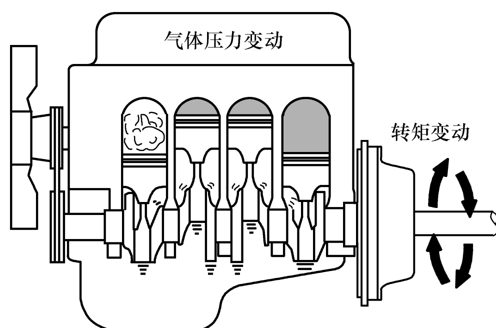


图 2. 4. 7　往复式发动机工作原理

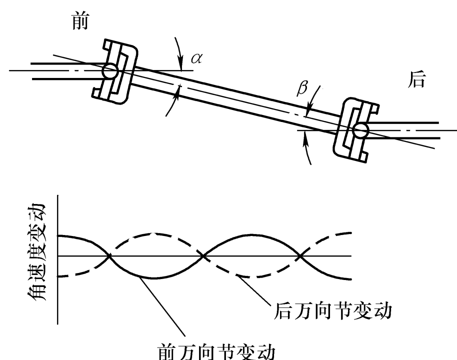


图 2. 4. 8　传动轴夹角

为了降低这个转矩变动，可以布置两个万向节，使夹角 α、β 相等，并使其相位按照图中所示，这样在第 1 个万向节处产生的转矩变动将在第 2 个万向节处抵消。

3. 驱动轴主减速器侧激励

FF（发动机前置，前轮驱动）车的驱动轴主减速器侧万向节所采用的 DOJ 或者 TJ，分别由 6 个螺栓或者 3 个销固定（图 2.4.9），因此会在旋转 1 周内产生 6 次或者 3 次激励。

这个激励与主减速比相关，与发动机激励接近，在其旋转速度范围内与其他共振系（如驱动轴的弯曲模态）容易产生差拍振动、噪声。

4. 轮胎的高次振动

轮胎偏差率或者材料不均时，一般会在旋转 1 周内产生 1 次摇摆振动和 1 次 RFV㊀（旋转 1 次）振动。与轮胎不平衡相同，将会引起抖动问题。

但实际上发生的问题几乎都是 2 次以上的，表现为轰鸣噪声的形式。另外，所发生的与传动轴不平衡近似的 4 次振动问题、与万向节夹角近似的 8 次振动问题，都与轮胎的高阶次振动相关，如图 2.4.10 所示。

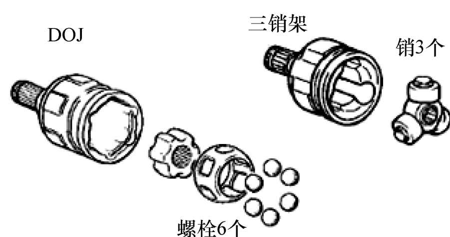


图 2.4.9　转向节

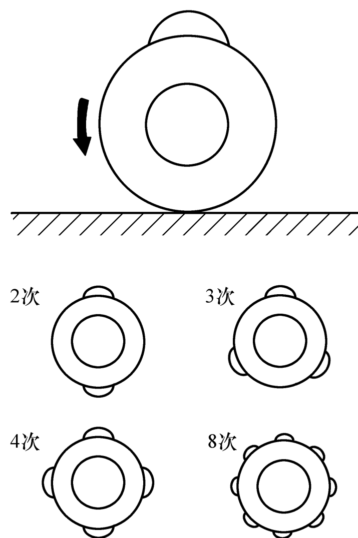


图 2.4.10　轮胎振动模态

㊀ RFV：Radial Force Variation 的缩写，半径方向力的变动。

第三章　汽车常见振动噪声现象

汽车在使用过程中，会发生各种各样的振动噪声问题。汽车噪声是环境污染源之一，不但对车外环境产生影响，最主要的还是给车内乘员带来不舒适感，甚至伤害。汽车噪声的大小是衡量汽车质量水平的重要指标，因此，汽车噪声防治也是世界汽车工业的一个重要课题。

汽车的噪声源有多种，例如发动机、变速器、驱动桥、传动轴、轮胎、继电器、喇叭、音响等都会产生噪声。这些噪声有些是被动产生的，有些是主动发生的（如人为按动喇叭）。但是主要来源只有两个方面，一个是发动机，另一个是轮胎，它们都是被动发生的，只要汽车行驶就会产生噪声。

在发动机各种噪声中，发动机表面辐射噪声是主要的。发动机表面辐射噪声由燃烧噪声和机械噪声两大类构成，是发动机内部的燃烧及机械振动所产生的噪声。燃烧噪声是指气缸燃烧压力通过活塞、连杆、曲轴、缸体等途径向外辐射产生的噪声，机械噪声是指活塞、齿轮、配气机构等运动件之间机械撞击产生的振动噪声。一般情况下，低转速时燃烧噪声占主导地位，高转速时机械噪声占主导地位。两者是密切相关，相互影响的。实践表明，减少振动是降低噪声的根本措施。增加发动机结构的刚度和阻尼，是减少振动的方法，从而达到降低噪声的目的。

轮胎在路面滚动产生的噪声也是很大的。有关研究表明，在干燥路面上，当车速达到100km/h时，轮胎成为重要噪声源。而在湿路面上，即使车速低，轮胎噪声也会盖过其他噪声成为最主要的噪声。轮胎噪声来自泵气效应和轮胎振动。所谓泵气效应是指，轮胎高速转动时引起轮胎变形，使得轮胎花纹与路面之间的空气受挤压，随着轮胎滚动，空气又在轮胎离开接触面时被释放，这样连续的“挤压释放”，空气就迸发出噪声，而且车速越快噪声越大，车辆越重噪声越大。轮胎振动与轮胎的刚度和阻尼有关，刚度增大（例如轮胎帘布层数目增加），阻尼减小，轮胎的振动就会增大，噪声也就大了。要降低轮胎的噪声，胎面可采用多种花纹节距，采用高阻尼橡胶材料，调整好轮胎的负载平衡以减少自激振动等。

为了防止发动机噪声和轮胎噪声传入乘员舱，工程师除了尽量降低噪声源的噪声外，也在车厢的密封结构上下工夫，尤其是前围板和地板的密封隔声性能。

从以上所述可知，解决汽车的噪声是一项涉及整车方方面面的技术问题，包括发动机的结构、材料质量分布、工艺水平、装配密封性等。实际上，汽车噪声的大小已经反映出这辆车的质量和技术性能的高低了。因此，购车的时候要特别注意汽车运行时的噪声。

第一节　整车级别振动现象

顾客购买或者使用过程中接触到的是整车，因此，顾客更关心的是整车级别的振动噪声性能。全面了解汽车整车级别的振动噪声现象及产生原理，有助于更好地设计和管理整车的NVH性能。

整车级别的振动现象多种多样。根据振动的频率划分，包括低频振动、高频振动；根据

振动发生的部位划分，包括转向盘振动、座椅振动、地板振动、变速杆振动、后视镜振动等；根据激励的来源划分，则可以包括动力总成激励引起的振动、路面激励引起的振动、运动部件不平衡激励引起的振动等。本节中以激励来源对振动现象加以详细说明。

一、路面激励引起的振动现象

汽车行驶的路面有各种各样的，如市区道路、省道、高速公路等。对这些路面进行仔细分类的话，则可以分为三类：周期性凸凹不平路面、随机性凸凹不平路面和脉冲激励路面。路面的详细介绍请参考第四章第六节。

路面激励一般呈现低频特性，多为20Hz以下。因此诱发的车身振动也常常表现为低频振动。激励通过轮胎、悬架向车身传递，因此轮胎、悬架的振动特性对振动的传递和衰减影响非常大。

1. 乘坐舒适性（Ride comfort）

乘坐舒适性是指在路面的激励作用下，引起簧上、簧下以及动力总成的振动，乘员会感到一种起伏不定的振动。

簧上振动系统是由车身的质量、悬架的刚度及减振器的阻尼构成的。该系统的典型振动模态为车身的上下跳动（Bounce）和俯仰（Pitch），其中的俯仰就是常说的汽车偏频，包括前偏频和后偏频，频率范围多为1～2Hz。但是当悬架系统的摩擦力较大且路面的激励较小时，悬架弹簧处于锁紧状态，此时的簧上振动系统则取决于车身的质量和轮胎的刚度，其模态频率则为4～8Hz。影响簧上振动特性的参数有车身的质量分布、悬架的刚度，以及减振器的阻尼。

簧下振动系统是由悬架、轮胎的质量和刚度、减振器的阻尼构成的。该系统的振动模态包括悬架及轮胎的同向跳动（HOP）、反向跳动（TRAMP）。影响簧下振动特性的参数有悬架和轮胎的质量及刚度、减振器的阻尼。

高速公路上的具有一定间隔的路面接缝很容易激发起动力总成的刚体模态。动力总成振动呈现低频特性。动力总成悬置系统设计标准之一就是动力总成的刚体模态分布，路面激励激发的动力总成刚体模态，特别是上下跳动模态，其模态频率约为13～17Hz。

图3.1.1所示为轮胎接地点单位激励时激发的簧上振动、簧下振动及动力总成（Powerplant，PP）的振动现象。图中标记①处为车身的质量、悬架的刚度及减振器的阻尼构成的振动系统表现出来的簧上振动。标记②处为悬架、轮胎的质量和刚度、减振器的阻尼构成的振动系统表现出来的簧下振动。标记③处为动力总成的上下跳动模态。标记④处为车身的质量和轮胎的刚度构成的振动系统在悬架系统的摩擦力较大且路面的激励较小时所表现出来的簧上振动。10Hz处的振动峰谷是动力总成刚体振动与簧上振动相位相反、相互抵消而形成的。

人体对低频振动非常敏感，图3.1.2所示为人体各个部位的振动频率。人体不同部位对振动感觉的灵敏程度是不同的。如躯干对2～4Hz的振动最敏感，头部对3～5Hz的振动最敏感。乘员对某些振动的不舒适感就来自于感官与激励的共振。如晕车现象，就是车身的前后方向振动与内脏器官振动模态接近导致的。如果眼球感受到了20Hz左右的振动，那么会引起眼部的强烈不适，严重时可能会影响视线。

另外，即使是人体的同一部位，对不同方向的振动的敏感程度也是不一样的。如图



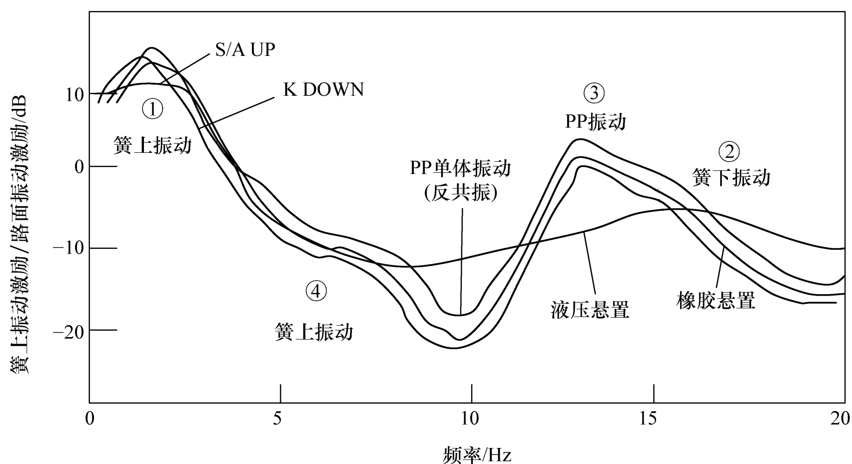


图 3. 1. 1　轮胎接地点单位激励时车身振动

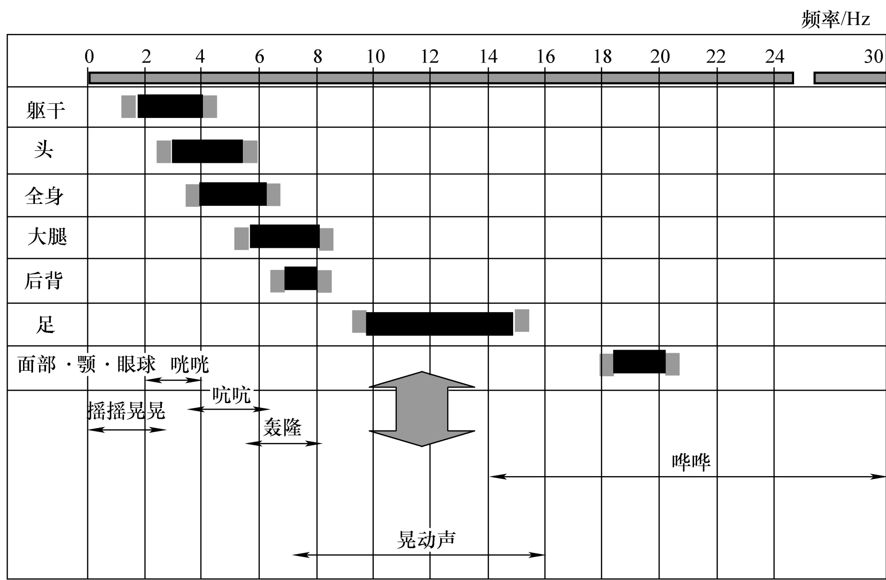


图 3. 1. 2　人体振动灵敏度

3. 1. 3 所示，对于手掌来说，当与振动体接触的角度不同时，所感受到振动强烈程度是不同的。如以指尖垂直接触振动物体时，会对 2 ~ 10Hz 的振动最敏感。但是当把手掌放平时，则对较高频率的振动敏感。

2. 发动机冲击（Engine Shake）

高速公路上通常间隔一段距离就会有一处路面的接缝。当车辆通过这些接缝时，因路面的激励而引起发动机的振动，并产生车体振动及车内噪声问题。由于是一种低频振动，会让乘员有一种压迫腹部的感觉，强烈时，会引起人体的不适。

这是由于当汽车以一定速度通过路面接缝时，路面会传递给车身一定频率的激励，引起动力总成的上下跳动、俯仰等振动模态，并通过悬置系统向车身传递。

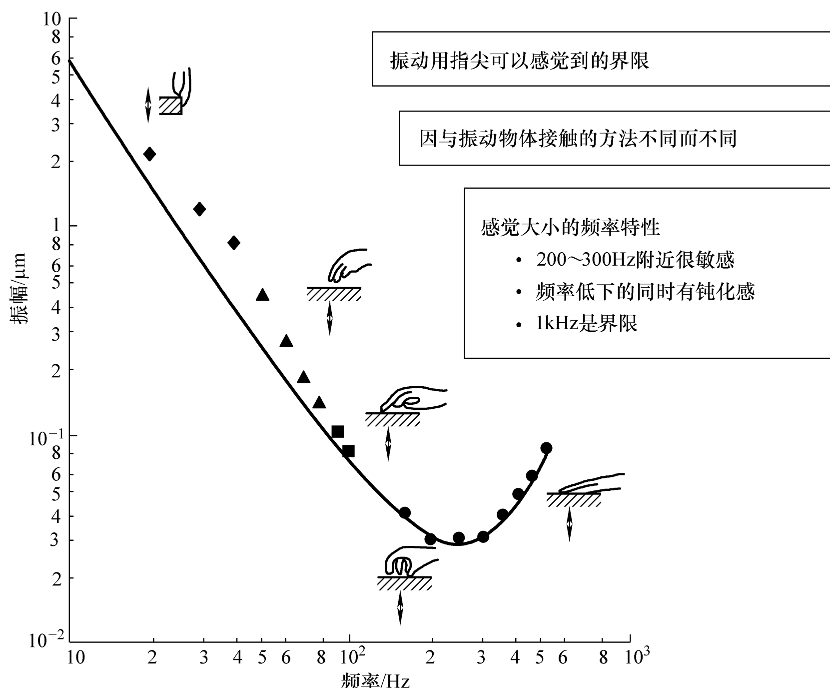


图 3. 1. 3　指尖的振动特性

路面接缝引起的发动机冲击可以在实验室内再现和模拟。如图 3. 1. 4b 所示，在实验室的转鼓上布置一定尺寸的凸起，用来模拟路面的接缝。*P* 为凸起的间距，*V* 为车速，*f* 为凸起激励的频率。图 3. 1. 4a 中的 SR 为座椅导轨，PP 为动力总成。对车速及车身的振动进行测试，这样的话，相对于路面凸起激励频率的发动机振动、车速、凸起之间的距离等参数之间的关系就可以一目了然。

前后轮会连续通过路面接缝，因此，会发生冲击激励的二次成分。

当改变突起的间距时，发动机冲击发生的频率也会变化，但是总的来说，发动机冲击发生在上下跳动模态、俯仰模态附近。这也说明起主导作用的是发动机的上下跳动模态和俯仰模态。

当发动机冲击振动比较严重时，会给乘员带来强烈的不适感，必须想办法加以控制。通常可以采用以下几条措施：

1）优化动力总成的刚体振动模态。

2）使动力总成的上下跳动模态和俯仰模态部分耦合，在某种程度上可以降低振幅。

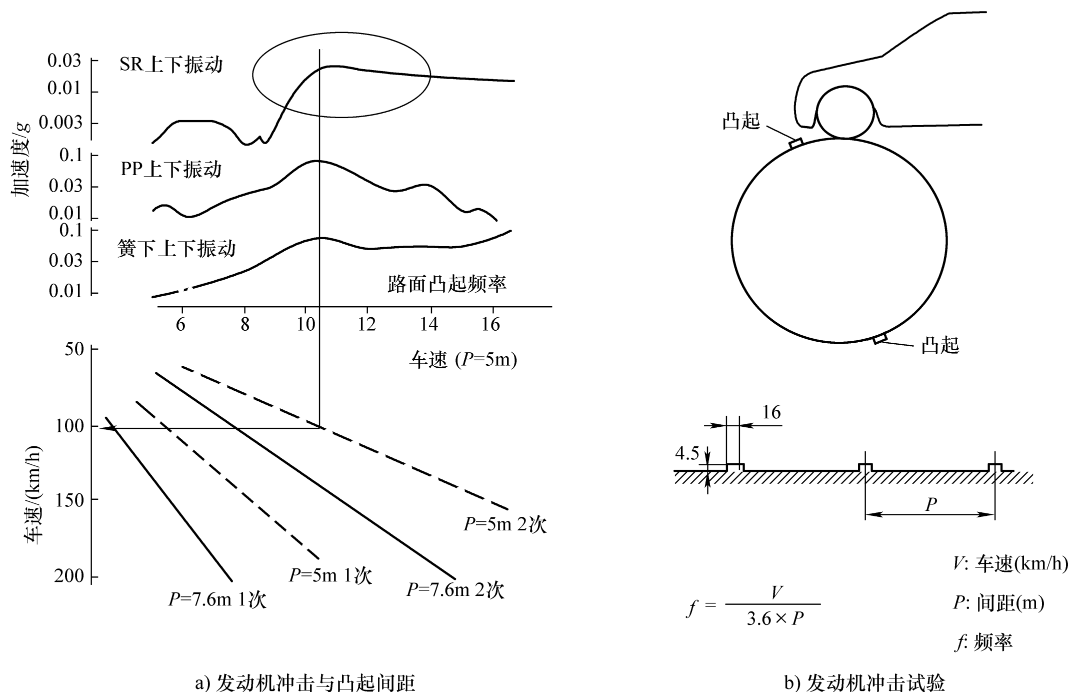
3）使用液压悬置，利用液压悬置的阻尼特性来快速衰减振动冲击。

4）精心调整减振器的衰减性能，可以部分抵消发动机冲击激励。

3. 车轮振动

路面是车身受到的主要激励之一，但是路面激励的传递非常复杂，特别是轮胎具有非常强的非线性，很多测试及模拟方法都难以得到精确的数据，因此有时候以车轮轮心处的激励来代表路面激励。





a) 发动机冲击与凸起间距　　b) 发动机冲击试验

图 3. 1. 4　发动机冲击测试及分析

相关的振动系统：对于乘用车来说，簧上共振约 1 ~ 2Hz，动力总成约 10 ~ 15Hz，簧下约 15Hz 附近。簧下的前后方向共振约 20Hz，车体的弯曲及扭转共振约 20 ~ 30Hz。

图 3. 1. 5 所示为车身的三自由度简化模型。当以一定的位移模拟路面激励时，可以测试得到动力总成、簧上系统、簧下系统的振动模式。其中簧下振动即为车轮的振动。

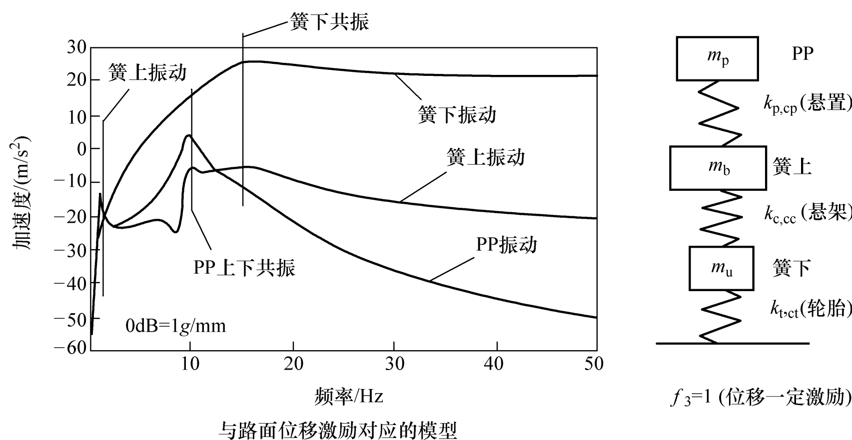


图 3. 1. 5　车身的简化振动模型

图 3. 1. 6 所示为不同路面激励时的车轮振动。车速为 30km/h，测试的是前轮的振动。由图中结果可知，路面激励的峰值均出现在 10Hz 左右。

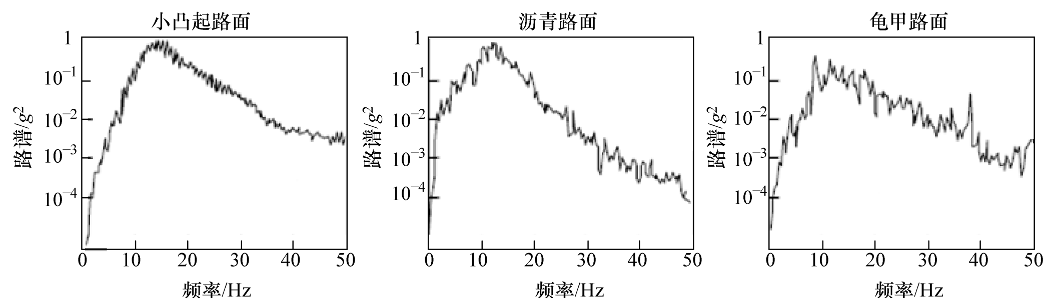


图 3. 1. 6　不同路面上的车轮振动

轮心处的激励可以用来计算路面噪声。通常采用逆矩阵法来获得轮心处的激励。首先通过实验手段测试轮心处的振动加速度，然后再通过 CAE 手段得到轮心处的原点动刚度，前者除以后者即可以得到轮心处的激励。详细的计算过程请参考其他章节。图 3. 1. 7 所示为通过上述方法得到的轮心处激励。从图中可以得知，传递力的频谱中不但包含了低频的悬架系统振动模态，同时还包括了轮胎内部的声腔模态、悬架摆臂的弯曲模态等。

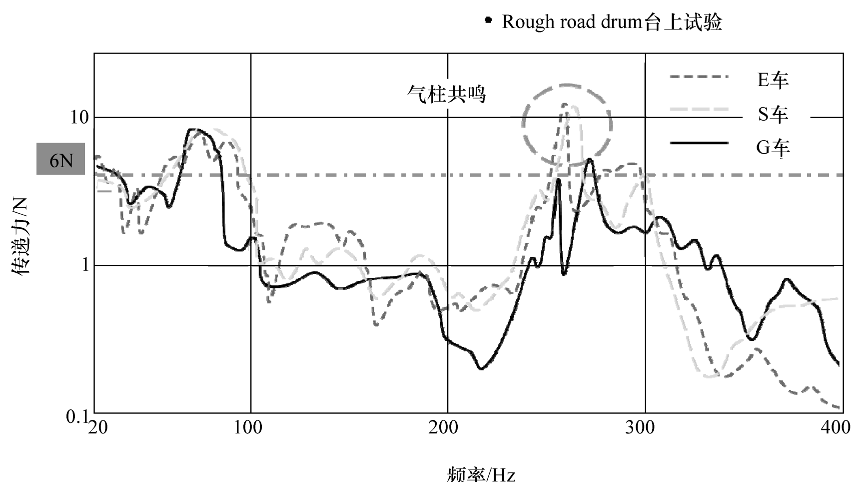


图 3. 1. 7　轮心处激励

4. 过坎冲击

汽车通过铺设了减速带的路面时，会带给车身强烈的冲击。在学校、机关等人流量较大的路口，通常都会铺设减速带，以促使汽车通过时减速，保证行人安全。减速带的形状和尺寸都是标准的，如图 3. 1. 8 所示，其高为 30mm，宽 180mm，为正弦曲线形状。

减速带对车身产生的冲击激励主要是依靠悬架系统的弹性和阻尼来缓冲和吸收的。如果悬架系统的衰减性能不好，那么会使得车身产生的上下方向冲击过大。图 3. 1. 9 所示为两款车过减速带时车身冲击加速度对比。测试位置为驾驶人座椅导轨上下方向。其中的上图明显高于下图，峰值达 21m/s^2，这样的冲击会带给乘员强烈的不适感。

车辆通过减速带时，前、后车轮会陆续通过减速带，因此减速带带给车身的冲击应该是



两次。悬架的衰减性能会快速吸收这两次冲击。从测试曲线上表现为两个明显的峰值，然后就是趋近于平坦。但是如果悬架系统的衰减效果不好，那么使得车身受到的冲击没有良好地被吸收，表现为多个冲击峰值，如图 3. 1. 10 所示。小圆圈处为正常的前、后轮冲击，大圆圈处为多余的几个峰值，说明车身出现多次振动，悬架系统没有很好地吸收冲击。

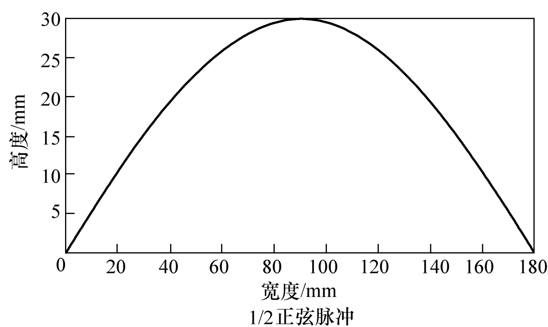


图 3. 1. 8　减速带形状及尺寸

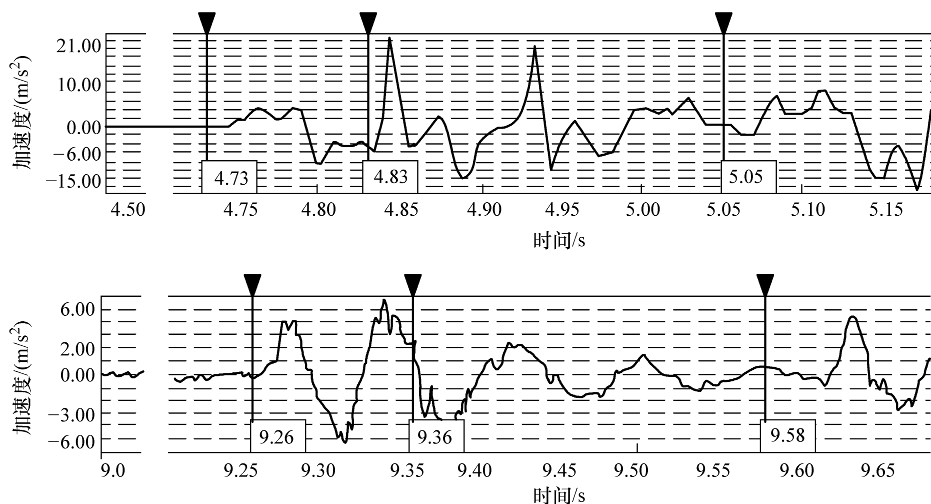


图 3. 1. 9　过减速带时车身冲击

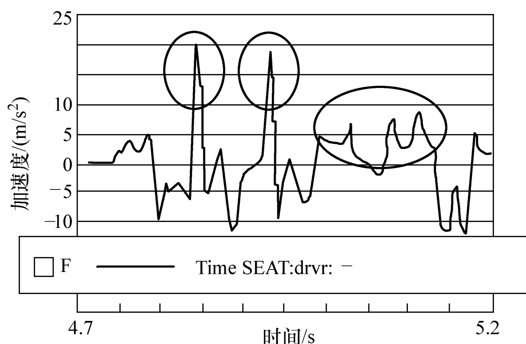


图 3. 1. 10　不正常的过减速带冲击

二、发动机激励引起的振动现象

发动机作为主要的激励源之一，会引起很多振动噪声问题。不同类型的发动机激励形式不同，运转工况不同时激励也是不同的。

动力总成的传递路径主要是悬置、排气吊挂，另外，一些线束、管道也可能成为传递路

径，如空调管路，燃油管路等。传递路径对振动的传递和衰减性能是不同的。如悬置是动力总成的主要传递路径，排气吊挂、线束、管路等的贡献非常小，但是也不排除特殊情况。

对于惯性主轴式悬置布置方案中，通常左、右主悬置是主要的传递路径，而前、后悬置的主要作用是缓冲动力总成摆动时的冲击。但是如果悬置设计得不合理，如动力总成刚体模态过高，或者悬置的位置不当，那么前、后悬置也可能成为主要的传递路径。

即使是同一个悬置，不同方向上的隔振效果也是不同的。如左、右主悬置的 *Z* 向是主要传递路径，前、后悬置的 *X* 向是主要传递路径。因此，在设计悬置系统时，要重点关注主要传递方向。

1. 起动时振动

发动机点火起动时的冲击力大、作用时间短，通常在 0.2s 内即可以达到稳定转速。悬置系统能否在这么短的时间内吸收掉动力总成的冲击激励，是考察悬置系统隔振性能的主要指标之一。

如果悬置系统的缓冲效果不理想，通常就会发生起动时车身抖动的问题。具体表现为在点火的一瞬间，车身前后、上下方向振动。图 3.1.11 所示为前后方向振动，图 3.1.12 所示为上下方向振动。

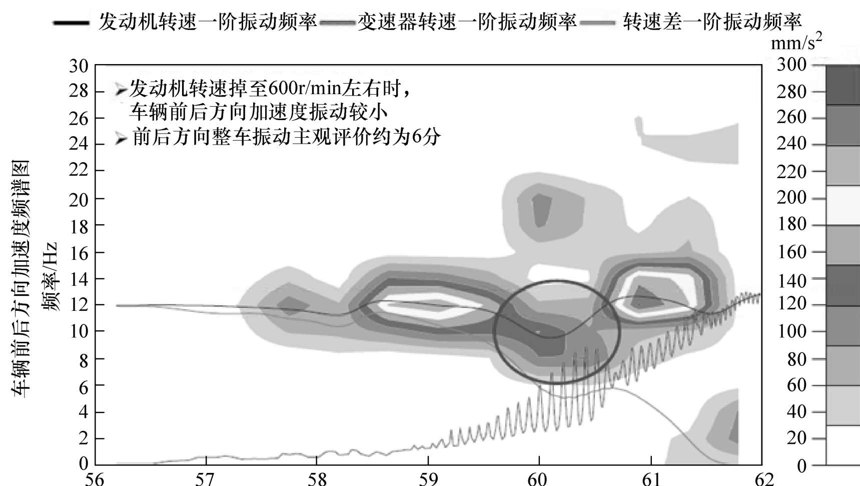


图 3.1.11　车辆起动时前后方向振动

车辆起动时出现过大幅度的窜动现象的主要原因是发动机转速波动过大造成的。图 3.1.13 所示为起动的瞬间发动机转速波动。

从图 3.1.13 中可以看出，大约在 0.08s 时刻，发动机的转速突然出现变化，瞬间由 700r/min 降低到 550r/min，正是由于这个转速的大幅度波动，带来了变速器输出转矩的变化，从而引起车辆抖动。

解决起动时车辆抖动问题的有效手段是调整离合器的扭转刚度，确保发动机转速和变速器输出转矩不出现过大的波动。

2. 怠速振动

（1） 怠速振动现象

发动机处于工作状态，车辆处于静止状态，如等红绿灯时，所发生的车身振动为怠速振



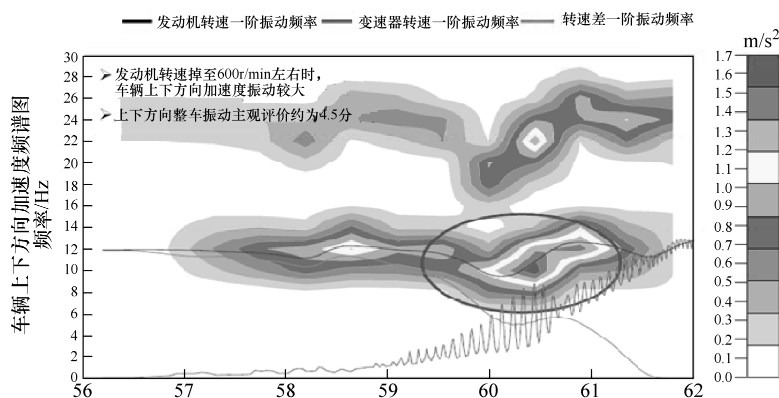


图 3. 1. 12　车辆起动时上下方向振动

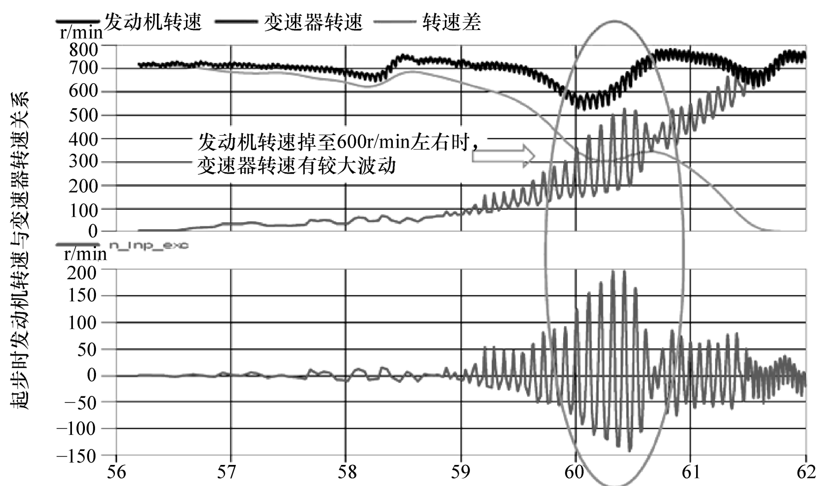


图 3. 1. 13　起动时发动机转速波动

动。如图 3. 1. 14 所示，乘员感受到的主要是转向盘、座椅、地板、变速杆等处的振动。

发动机空转时称为怠速。在发动机运转时，完全放松加速踏板，这时发动机就处于怠速状态。发动机怠速时的转速被称为怠速转速。怠速可以通过调整节气门怠速通道开度大小等来调整其转速高低。

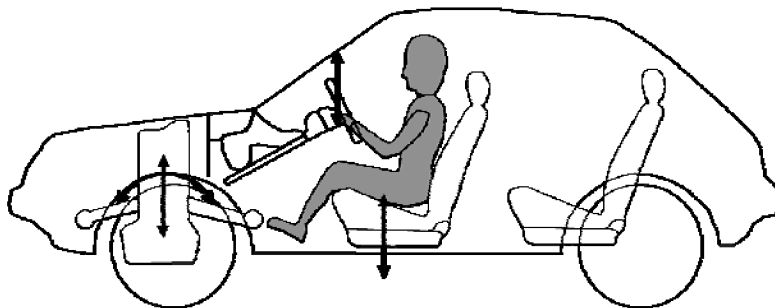


图 3. 1. 14　怠速振动

发动机怠速还可分为带载和不带载工况。带载是指打开空调，不带载是指关闭空调。另外，自动变速器汽车变速杆可处于 D 位、P 位、N 位和 R 位。手动变速器汽车只能处于空档。

怠速振动严重影响汽车的 NVH 性能评价。顾客对怠速振动感受明显，轻微的振动都会被敏感地感受到，严重时会影响乘员健康和驾驶安全性。

（2）怠速振动发生原理

怠速振动是由发动机的爆发压力及不平衡惯性力引起动力装置振动，通过发动机悬置传递到车体而引起的低频（10～30Hz）车体振动。这个振动因发动机的缸数、类型、发动机搭载状况、车体构造等因素而不同。也就是说，这是由以发动机为激振源，以支撑动力装置的发动机悬置为传递系统，以车体骨架、地板和转向盘为放射系统的三个部分构成的，如图 3. 1. 15 所示。

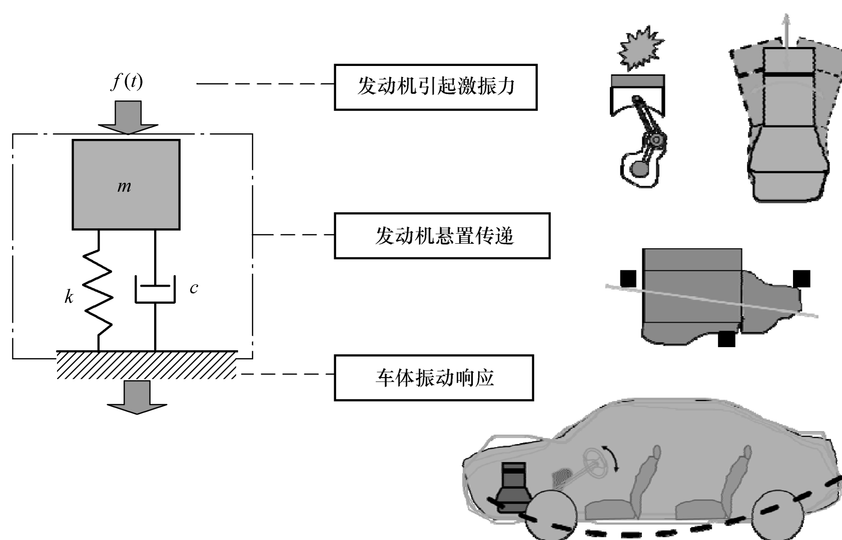


图 3. 1. 15　怠速振动发生原理

怠速振动的激励源主要来自于动力总成。动力总成的激励因类型、布置方式等而有所不同。一般来说，6 缸发动机要比 4 缸发动机的激励要小，而且更加平稳，激励的波动很少。而 3 缸发动机从结构上就决定了它的激励更差，对悬置系统的匹配要求更高。

悬置系统是主要的传递路径，有时排气吊挂也可能占据较大的贡献。悬置对振动的衰减能力直接影响车身的振动。悬置的衰减指标要求不低于 20dB，即主动侧（发动机侧）振动传递到被动侧（车身侧）后，振动应该衰减 10 倍以上。为了达到这个目标，需要对动力总成的刚体模态、解耦率等进行详细的分析。

怠速振动最终表现为转向盘、地板、座椅、变速杆的振动，严重时整个车身都在抖动。车身的模态一般为 25～30Hz，恰好处于发动机怠速激励范围内。转向盘的模态也与怠速激励较近，有些车约为 30～35Hz。因此，在发动机怠速激励的作用下，转向盘模态被激励起来，或者车身被激励起来，并带动转向盘振动。

（3）怠速振动评价方式

怠速振动的评价方法包括主观评价和客观测试。首先应该进行主观评价，确定是否存在



怠速振动。一般来说，如果肢体感受不到振动，那么就可以确认怠速工况下车身的振动是在可接受范围内的。如果能够感受到明显的振动，特别是转向盘，那基本上可以断定存在怠速振动问题。严重时能够感觉到整个车身都在抖动。

实验要覆盖所有的怠速工况，开、关空调，自动变速器汽车的 D 位、P 位、R 位、N 位。通常 D 位最容易出问题。

图 3.1.16 为怠速振动主观评价示意图。实验时，首先要保证发动机处于怠速工作状态，冷却液温度、油温达到正常水平。实验者坐在车内的驾驶席或者乘员席，认真感受车身的振动，如整个车身、转向盘、地板等处。实验时应该由多人同时进行，各人按照实验规范要求填写各项分数，并记录发现的问题。最终的得分为多人打分的平均值，以消除误差。

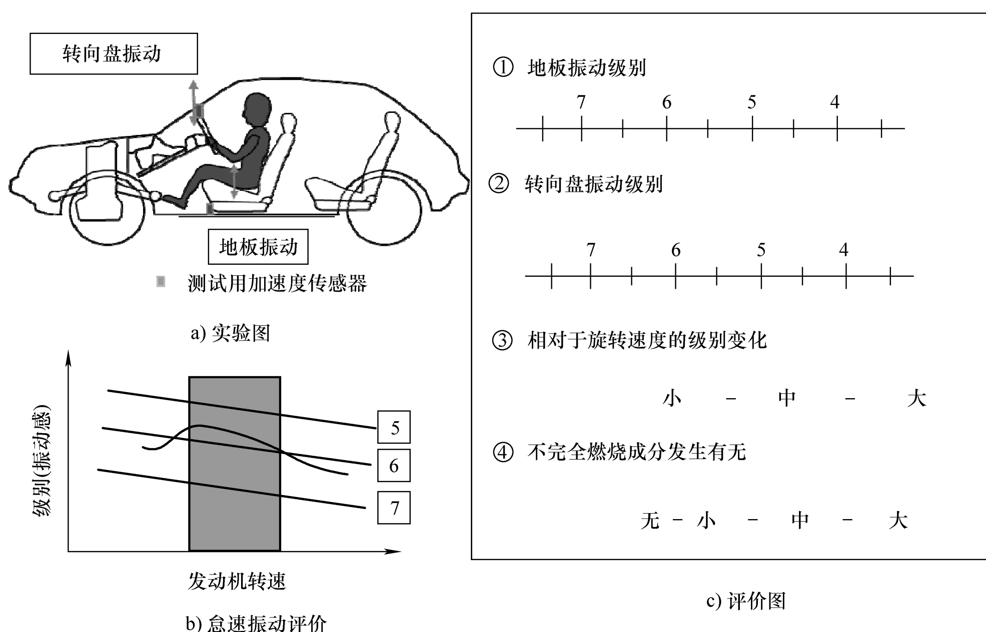


图 3.1.16　怠速振动主观评价

通过主观评价确定存在问题以后，还要进行客观测试，以便详细分析。分析振动频谱，查看振动峰值频率和幅值，以查找问题的原因。

测试时，通常测试转向盘、座椅导轨、地板等处的振动。图 3.1.17 所示为怠速工况下转向盘 12 点位置振动测试结果。图中的实线为总值（Overall），虚线为二阶成分。横坐标为发动机转速，纵坐标为振动级，参考值为 g(9.8m/s^2)。

本例中，怠速额定转速为 800r/min，从测试结果中可知，800r/min 处的振动级约为 -22dB，高于目标值 -25dB。另外，还可以得知，二阶成分占主要贡献，从而可以断定主要激励来自于发动机。

（4）怠速振动的模拟方法

为了在产品开发阶段就能对怠速振动加以预测，从而考察风险点，提前采取解决措施，人们采用了多种方法对怠速振动性能进行了模拟。其中矢量合成法应用最广。详细的模拟方法请参考有关章节。

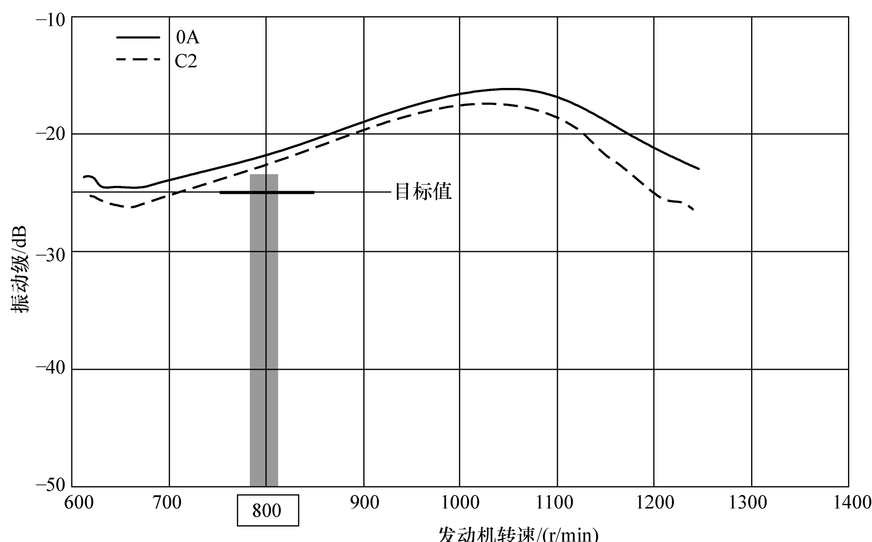


图 3. 1. 17　怠速时转向盘振动测试结果

怠速振动计算最重要的是如何获得实际激励。通常有如下几种方法：

① 直接测试发动机缸压，通过专用软件计算得到转矩和惯性力。

② 直接测试发动机转矩和惯性力。

③ 利用动刚度法测试悬置、排气吊挂的传递力。

④ 利用逆矩阵法测试悬置、排气吊挂的传递力。

得到实际激励以后，再利用CAE方法算出振动传递函数，然后就可以利用矢量合成法得到车身的振动。图 3. 1. 18 所示为怠速工况下转向盘 12 点位置 Z 向振动计算结果。

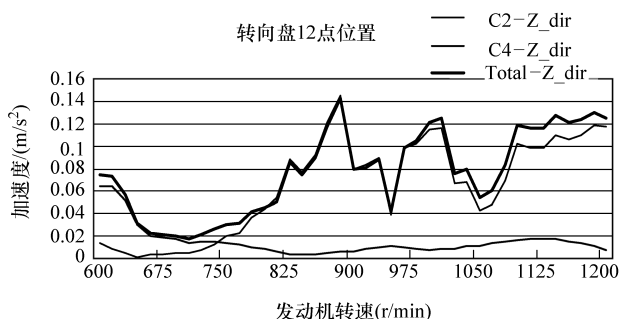


图 3. 1. 18　怠速振动（转向盘振动）的模拟结果

（5）怠速振动的改进方法

前面介绍过，所有的 NVH 问题都可以划分为三个系统，激励源、传递路径和接受体。怠速振动也如此。因此，解决怠速振动要从这三个系统分别想办法。

要降低发动机激励，人们尝试了各种方法。如提高发动机的性能，确保发动机本身发出来的激励更小。有时候做动力总成对标实验时，将两台汽车摆在一起，使它们都工作在怠速工况下，可以明显地发现两台车所有发动机的区别。发动机做得好的话，甚至感觉不到发动机在动。

另外，还可以在发动机的结构设计上采取措施去降低激励。如 6 缸发动机比 4 缸发动机要工作平稳，而 3 缸发动机则具有天生的不平衡。有的发动机上设计了专门的平衡机构，来平衡不平衡力。最常用的是设计一套平衡轴。

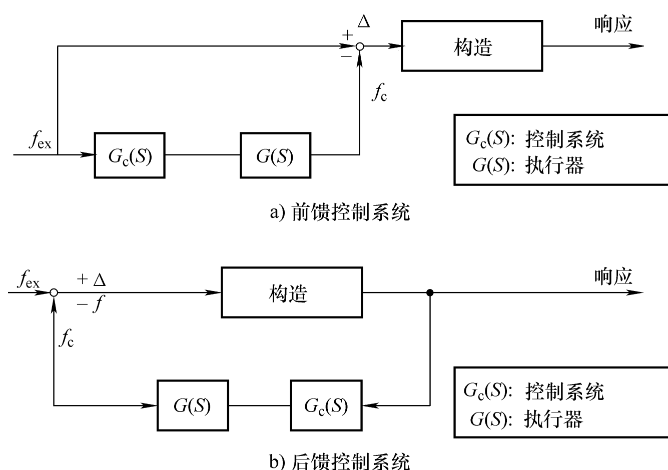


传递路径的隔振性能是最重要的指标。动力总成刚体模态分布、解耦率、侧倾（Roll）模态等都是影响隔振率的重要参数。

模态规划是避免怠速振动最有效的手段。确保车身弯曲模态、转向盘模态与怠速激励避开，是设计时最基本的指标。

最近，有人尝试采取主动控制方法来控制怠速振动。主动控制是指在振动系统中植入一个主动振动模块，利用检测到的原振动系统的信号，激发相位相反的振动，抵消原系统的振动。

图 3.1.19 为主动控制系统原理图。两种控制系统的主要区别是识别信号来自于哪个阶段。如果在结构体之前采取输入信号，则称为前馈控制系统。如果采取结构受到激励产生的响应信号，则称为后馈控制系统。



a) 前馈控制系统

b) 后馈控制系统

图 3.1.19　主动控制系统

图 3.1.20 所示为怠速振动主动控制分析用模型。分析时，需要做如下几点假设。

① 发动机是刚体系统，作为单自由度系统的 Mass（惯性质量）起作用。

② 发动机悬置的刚性与衰减是线形的。

③ 用单自由度系统考虑车体。

当传感器检测到系统的振动信号时，会发出一个激励，使子系统产生一个振幅相等、相位相反的振动，抵消原系统的振动，实现降低振动的目的。

3. 行驶时的振动

车辆在路面上行驶时，所受到的激励非常复杂，既有动力总成激励，也有路面激励，以及空气与车身摩擦产生的激励。如果单独考察动力总成激励，那么和怠速激励不同的是，发动机激励与转速相对应，呈现高频特性。

发动机激励频率随着转速的上升而加大，并和阶次相关。如果是四缸发动机的二阶激励，最高可达 200Hz（发动机转速 6000r/min）；如果是四阶激励，那么频率将更高。

对于行驶过程中车辆的振动主观评价，主要是关注以下几个方面。

① 振动级别随着车速的变化。一般来说，这个变化应该是呈现线性关系的，即随着车速的提高，其振动幅值也是不断加大的。

② 相对于路面粗糙程度的振动响应变化。越是粗糙的路面，所带来的振动也是越大的。

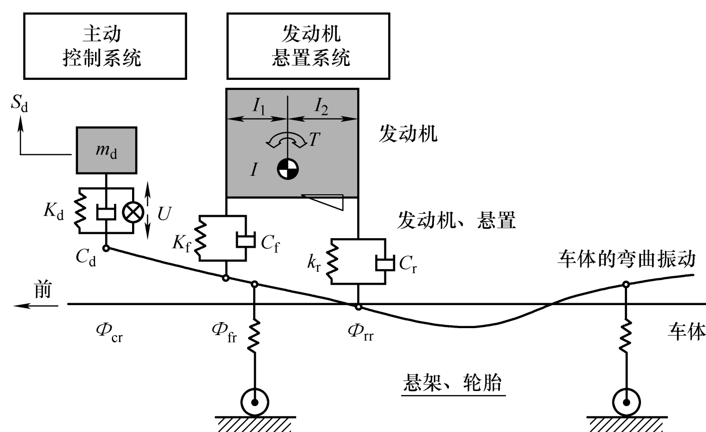


图 3. 1. 20　主动控制系统分析模型

③ 相对于起伏路面振动响应变化。起伏路面的激励频率低，所引起的车身振动、动力总成振动呈现低频特性。

④ 动力总成刚体模态、路面凸起等引起振动的瞬间响应峰值。

⑤ 一些特定振动现象是否发生，如制动抖动、转向盘摆振等。

⑥ 总体上振动感受的评价。

详细内容如图 3. 1. 21 所示。图 3. 1. 21a 为实验方法示意图，图 3. 1. 21b 为振动主观评价与客观测试之间的对应关系。通过量化主观评价结果，可以更准确地描述振动。

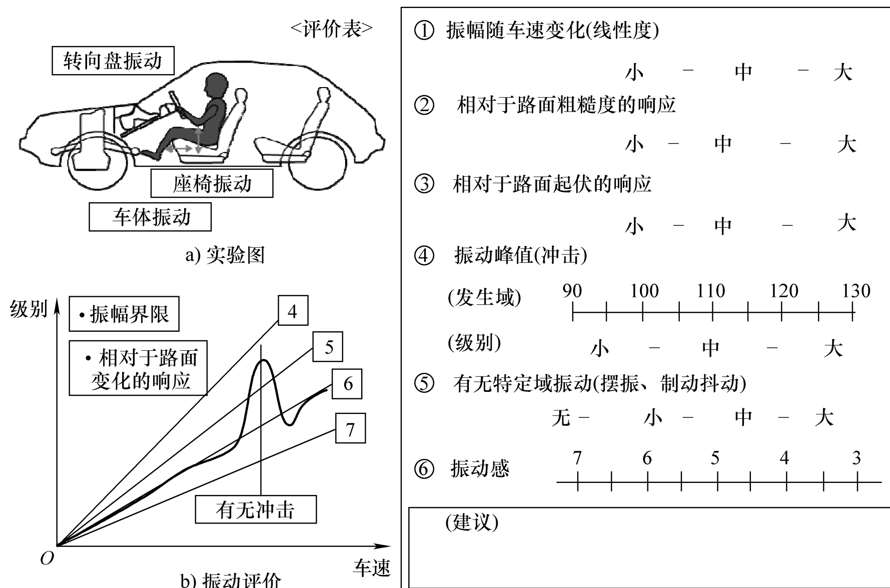


图 3. 1. 21　行驶振动主观评价方法

三、旋转部件引起的振动现象

汽车行驶过程中，有大量的零部件处于旋转状态，如车轮、传动轴、驱动轴、曲轴等。



这些旋转的零部件，由于质量、刚度等的分布不均，会产生旋转不平衡激励。这种激励是汽车受到的激励之一。

1. 转向盘摆振

汽车在平坦路面上高速行驶时，有时会发生转向盘在圆周方向上的摆动，称为转向盘摆振（Shimmy）。严重时转向盘难以控制，有发生事故的风险。

轮胎的不平衡力和力矩是转向盘摆振的激励源，如图 3. 1. 22 和图 3. 1. 23 所示。由于轮胎尺寸、重量、刚度等的不均所引起的不平衡力矩，会通过轮胎、悬架传递到转向系统，引起车轮的横向振动、颤振（Flutter）和上下跳动（Tramp），而转向盘摆振是这三种振动模式综合作用的结果，如图 3. 1. 24 所示。

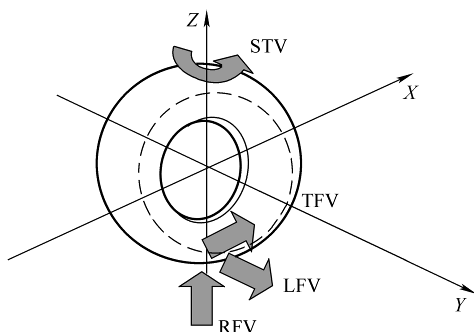


图 3. 1. 22　轮胎不平衡激励

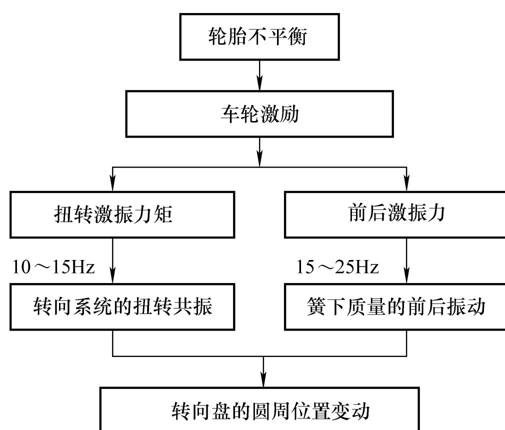


图 3. 1. 23　摆振的产生原理

（1）轮胎不平衡力矩引起的摆振

① 重量不均：由于轮胎的重心与旋转中心不重合，则轮胎在旋转时产生的激励力。

② 几何尺寸不均：半径方向和横向的摇摆。

RR（radial run out）—半径方向的摇摆大。

LR（lateral run out）— 横向摇摆大。

③ 轮胎永久变形：对于长期放置不动的车辆，轮胎接触地面处产生永久变形，车辆在运行时会产生动态的不平衡。

④ 刚度不均：由于轮胎的内部刚度不均匀而产生的动态不平衡力，根据发生的方向可以分为以下几种：

RFV（radial force variation）—半径方向激励变动。

LFV（lateral force variation）—横向激励变动。

TFV（tractive force variation）—前后方向激励变动。

STV（steer torque variation）—转向盘力矩变动。

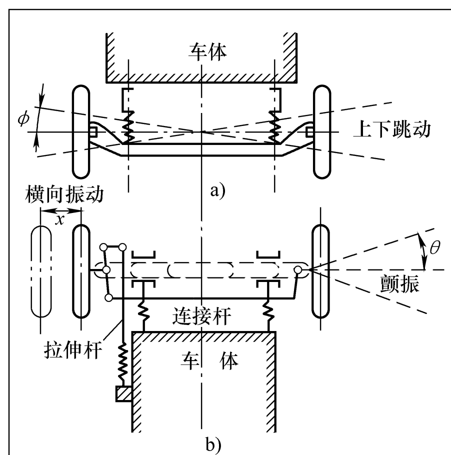


图 3. 1. 24　车轮及悬架的振动

前悬架在构造上与轮胎的旋转方向和前后方向运动很容易耦合在一起。因此，轮胎的旋转不平衡激励作用于悬架的前后方向，就会引起转向系统的振动和悬架前后方向的振动。如果二者模态接近更会造成共振。

转向盘摆振的激励源是轮胎不平衡力及力矩，但是传递路径却不尽相同。不同的传递路径所表现出来的特征是不同的。如图 3. 1. 25 所示，如果振动系统由轮胎的扭转刚度及转向系统的惯性质量构成，那么所表现出来的振动频率为2 ~ 3Hz，称为颤振（Flutter）。如果振动系统由转向助力泵的扭力梁刚度、悬架刚度及轮胎的惯性质量构成，那么所表现出来的振动频率约为 10 ~ 25Hz，即所谓的摆振（Shimmy）。摆振还可以分为两种，一种是由转向系统的 2 次振动主导，则其振动频率约为 10 ~ 15Hz。如果是由转向系统 2 次振动、悬架的前后振动主导，则其振动频率约为 15 ~ 25Hz。基于这一点，当发生转向盘摆振时，可以通过峰值频率来判断振动系统的构成，从而可以更加准确地制定改进措施。

名称	转向系统		悬架
	1次	2次	悬架前后
转向系统	+	+	+
轮胎	+	−	−
悬架	+	−	+
振动模态	轮胎 转向盘		
共振频率	2～3Hz	10～15Hz	15～25Hz
主振动系统	轮胎扭转刚度 转向系统惯性质量	转向助力泵扭力梁刚度 悬架刚度、轮胎惯性质量	
现象	颤振	摆振	

图 3. 1. 25　悬架及转向系统振动模式

（2）自激振动引起的转向盘摆振

在平坦路面上，轮胎和路面之间经常存在滑动，引起附加的摩擦阻力。这种摩擦现象并非一成不变，在出现附加摩擦力时，也同时出现了自激振动源，使轮胎相对于车轮中心，或相对于车轴中心，存在一个不断变化的力矩。这也是引起车轮颤振的主要原因。

2. 制动抖动

（1）制动抖动产生的原因

车辆制动时，发生车身抖动，这种现象称为制动抖动（Brake Judder）。

一般来说，当车速比较高且猛烈制动时容易发生制动抖动，它以与车轮的旋转相同的周期发生。主要的原因是制动盘的厚度不均。制动盘与制动片之间的间隙时大时小，产生较大的冲击力，这个力经过制动系统传递到车身，或者通过制动管传递到制动踏板，如图 3. 1. 26 所示。对于制动鼓结构，制动鼓的表面不平，安装不到位，或者安装力矩过大等，



都会使制动鼓变形。而对于制动盘结构，通常会因为制动盘表面生锈、偏磨，局部高温造成的热膨胀不均等，使制动盘厚度不均，车辆制动时因不当的摩擦而造成过大的力矩变动，进而引起车身的抖动。

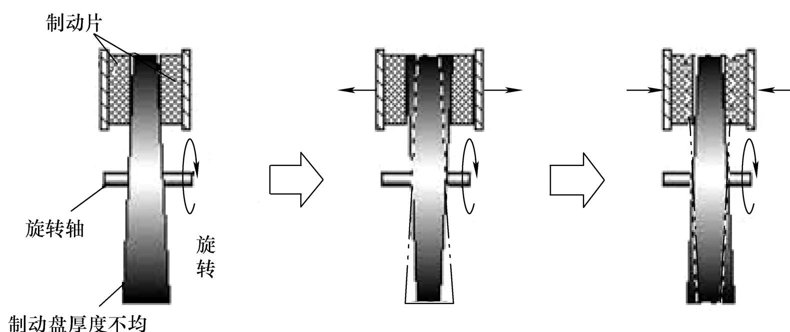


图 3. 1. 26　制动抖动发生原理示意图

（2）制动盘产生厚度不均的原因

在雨天行驶或者清洗车辆时，制动系统都会接触到水，特别是接触到海水，或者在寒冷地带为了除雪而使用的融雪剂等，都会使制动盘生锈。制动盘表面生锈会使摩擦时产生过大的力，同时对摩擦表面造成极大的损伤，进一步加剧摩擦力矩的产生。

车辆制动时，因摩擦作用而产生热，使制动盘温度升高。制动盘在温度升高时会膨胀，由于热量传递的不均而使制动盘各个部位的膨胀量不同，进而造成制动盘的厚度出现不均。当然，制动盘在最初设计和制造时通常会考虑到这些问题，因此对于正常的使用很少会出现因热膨胀而造成的厚度不均。但是对于一些紧急情况下的过激操作，或者因驾驶人的不良驾驶习惯，就会出现因制动盘膨胀不均而造成的制动抖动现象，如果长久或者反复不正当操作，会给制动盘带来永久的不可恢复的损伤。

不管制造和安装的精度有多么高，制动片和制动盘都会有数十微米的倾斜。即使没有制动动作时，制动片与制动盘之间也会有轻微的接触。这样，就会对制动盘的局部产生摩擦损耗。即使是轻微的接触，经过数千万次以后，积累下来也会造成明显的磨损，如图 3. 1. 27 所示。

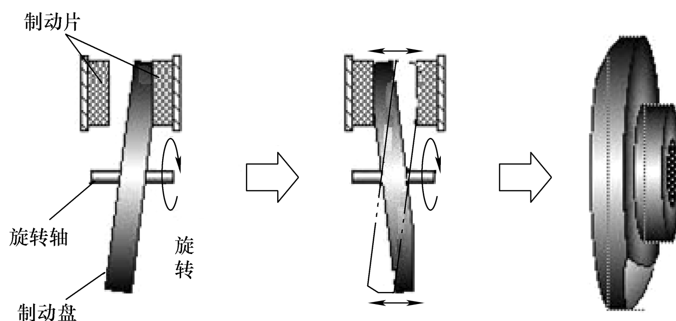


图 3. 1. 27　制动片的不正当接触

3. 抖动（Shake）

由于轮胎的旋转不平衡所引起的悬架前后振动、车体的弯曲振动、转向系统振动、座椅振动等现象，称为抖动。抖动发生于车辆在较平坦的路面上高速行驶时的特定车速，频率较低。

轮胎的旋转不平衡激励，经过悬架传递到车身引起车身的振动。图 3.1.28 所示为车辆台架试验，分别对前车轮的前后方向和上下方向施加激励，对车身、悬架等的振动加以测试。通过测试结果可知，动力总成、悬架、车体、转向盘的振动通过座椅、转向盘的振动特性体现出来。

轮胎旋转不平衡激励引起的车身抖动问题，一般采取以下几方面措施来加以改进。

① 减小轮胎不平衡量。

② 降低动力总成、悬架前后、车体弯曲、转向系统的振动级别。

③ 模态分离，如悬架前后与车体弯曲、车体弯曲与转向系统弯曲等。

图 3.1.29 为实车测试结果。对不同车速下的座椅、转向盘的振动加以测试。车速与轮胎旋转速度有对应关系，通过测试数据可以了解到，车身振动峰值频率与轮胎的旋转频率非常一致，这说明激励主要来自于轮胎。

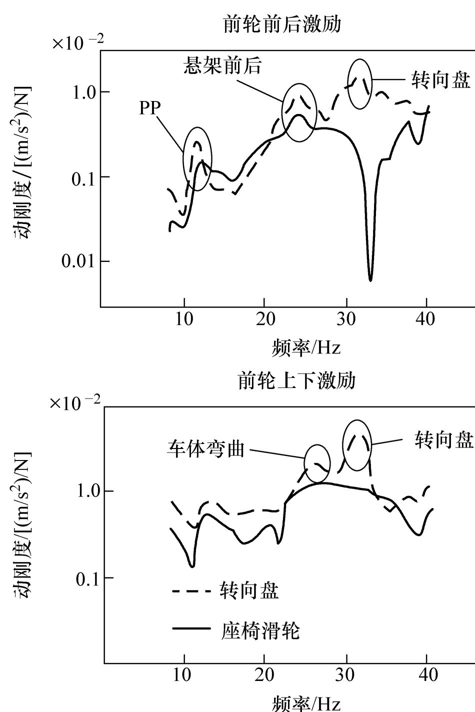


图 3.1.28　旋转轴激励时车体振动特性

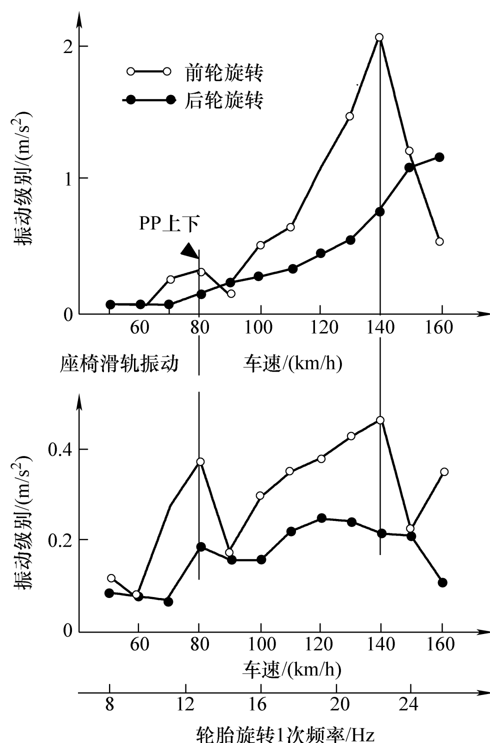


图 3.1.29　实车振动测试结果

通过以上分析了解到轮胎不平衡激励引起的车身抖动问题的发生原理、传递路径。解决实际问题时，即可根据具体情况采取针对性措施。

第二节　整车级别噪声现象

顾客购买或者使用过程中接触到的是整车，所以，顾客更关心的是整车级别的振动噪声



性能。全面了解汽车整车级别的振动噪声现象及产生原理，有助于更好地设计和管理整车的NVH 性能。

噪声是更容易引起人关注的。在居民密集区域，来来往往的汽车，如出租车、私家车、快递车等，所发出的车外噪声对居住环境会造成很大的污染。而对于车内的乘员来说，则更为严重，时间长了会引起健康方面的问题。因此，现在人们对汽车的舒适性非常关注。

汽车会发出各种各样的噪声。从频率段上划分，有低频、中频和高频。从主观感受上来分，如高亢、低沉、尖锐、嘈杂等。从激励源上来分，如动力总成激励、路面激励、风激励等。本节中以激励来源的不同，对汽车噪声进行详细论述。

一、轰鸣噪声

在平坦的公路上，对行驶中的汽车进行车内噪声测试。对于一般的汽车来说，随着车速的提高，车内噪声是相应增加的，但是当车速达到某一值时，车内噪声急剧增加，车速继续提高时，车内噪声又回落，这就是噪声的峰值现象。如图 3. 2. 1 所示。行驶中的汽车的这种峰值现象，由于出现了短时刻的噪声压力显著增大，给车内的乘员带来一种压迫耳膜的轰鸣感觉，令乘员很不舒服。这种现象称为轰鸣声。

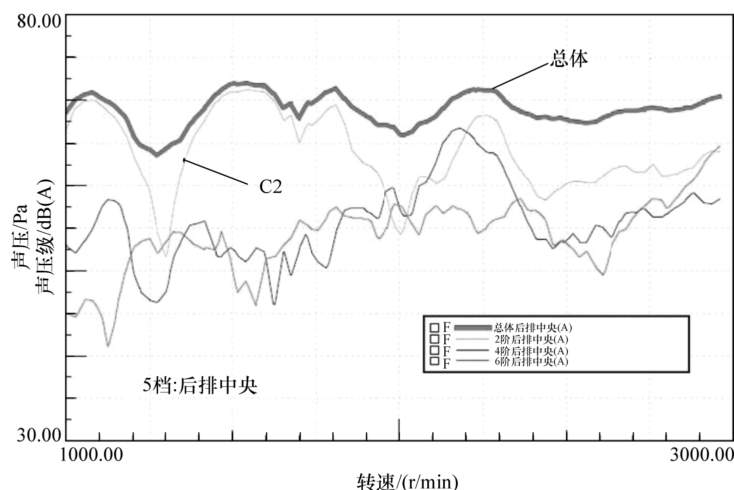


图 3. 2. 1　加速噪声

1. 轰鸣声发生原理

车厢是个密闭空间，内部的空气具有一定的压力，而且车内各个位置的压力分布是不同的。从振动特性上讲，车内空气具有特定的模态。图 3. 2. 2 所示为车内声腔模态分布。深色区域为低压区，对应模态节点，浅色区域为高压区，对应模态反节点。分布测试和计算了后行李箱门开和关状态时的车内声腔模态。从结果可以了解到，后行李箱门的开关对第一阶模态影响较大，对之后的模态则影响很小。

声腔模态对外界激励非常敏感，特别是当外界激励与声腔模态一致时，会引起空气压力的急剧变动，形成轰鸣噪声。

声腔模态只有在受到外界激励时才有可能被激励起来。外界激励传递到车身，引起车身板件的振动，板件的振动能量向车内空气传递，当激励频率与声腔模态一致时，则引起声腔共鸣，形成轰鸣声。如图 3. 2. 3 所示为 60 ~ 100Hz 范围内轰鸣噪声的发生原理。

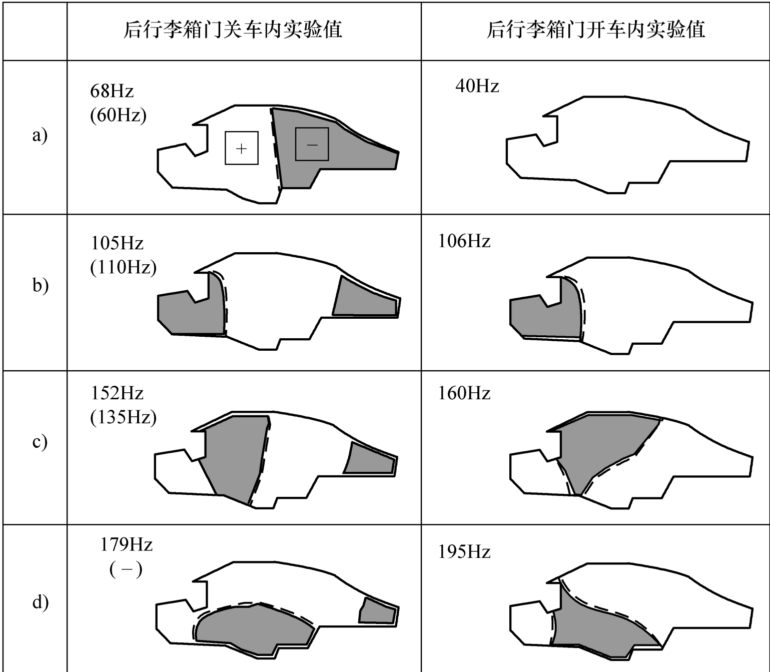


图 3. 2. 2　车内声腔模态

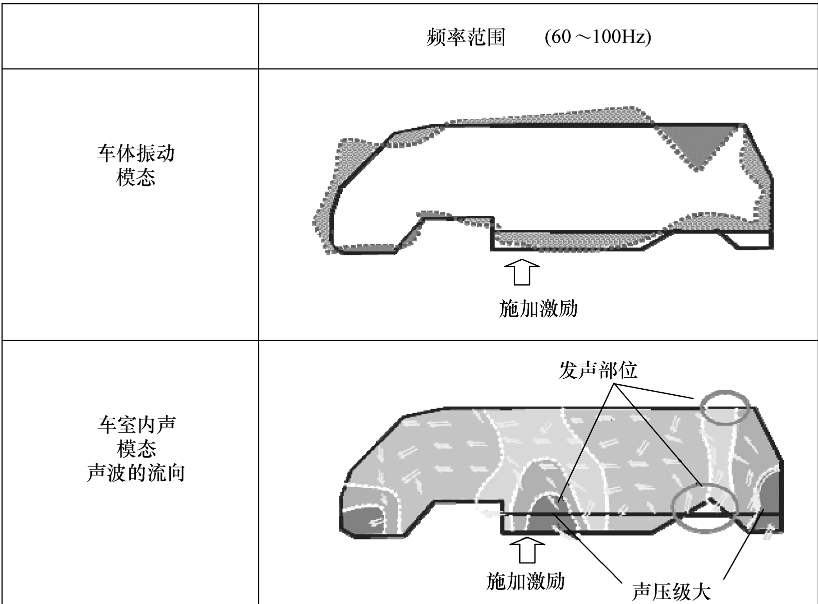


图 3. 2. 3　轰鸣噪声发生原理

从图中可以了解到，车内声腔的不同部位，其振动幅度是不同的。而车身受到激励后，各部位的振动能量及方向也是不同的。一旦车身板件的振动与声腔振动出现耦合，将会引起声腔的急剧变化，产生轰鸣噪声。



2. 动力总成弯曲振动引起的轰鸣噪声

动力总成本身存在弹性模态，如弯曲、扭转模态。这些模态呈现高频特性，一般都在150Hz以上。影响动力总成总体模态的关键因素是发动机和变速器连接部位的刚度。如果动力总成的弯曲模态被激发起来，将会产生很高的振动能量，通过悬置系统向车身传递，引起车身板件的共振，从而在车内产生轰鸣噪声。其原理如图3.2.4所示。

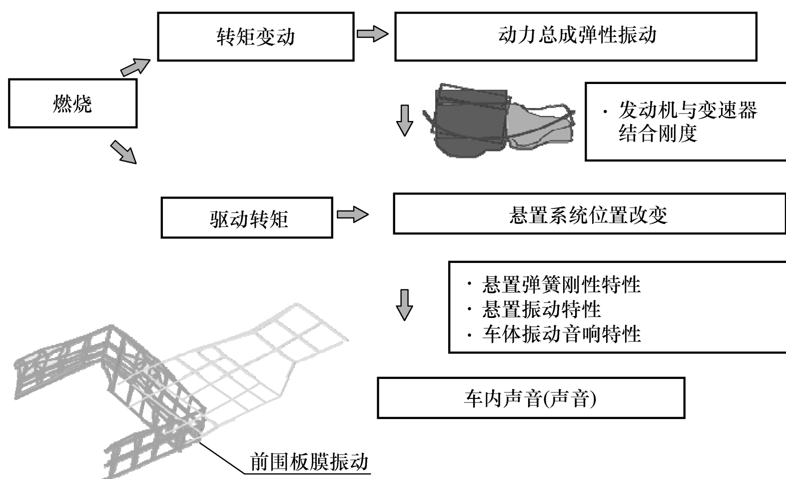


图3.2.4　动力总成弯曲振动引起的轰鸣噪声

引发动力总成振动的激励是发动机工作过程中产生的转矩变动。动力总成的转矩、弯曲振动向车身的传递，会被悬置系统吸收一部分能量而衰减。悬置系统的衰减能力直接影响车身侧受到的激励大小。

车身板件均存在局部模态，如前围板、地板、顶盖等处。特别是在高频区域，模态密度非常大，很容易被激发起来。

由于动力总成本身的模态很难改进，因此，当出现动力总成弯曲模态引起的轰鸣声时，通常是在传递路径或者接受体上采取措施。如改善传递路径、提高板件的局部模态、粘贴阻尼板等。

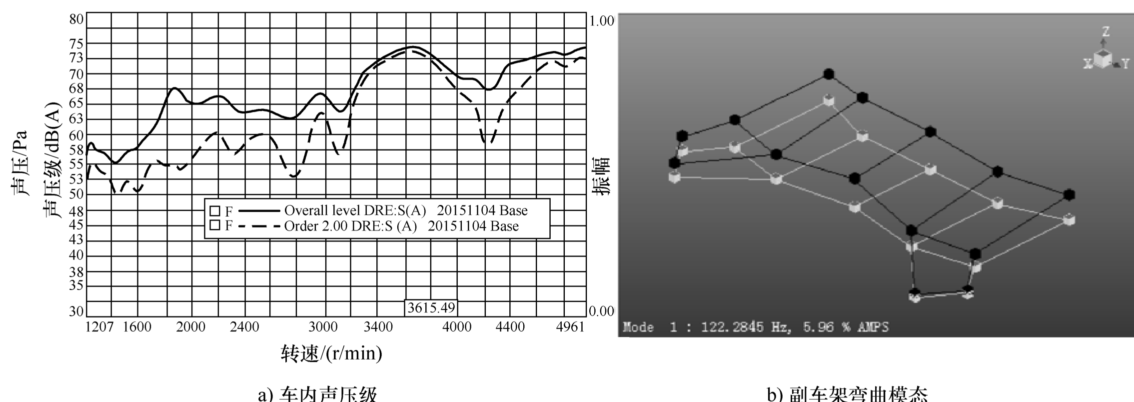
3. 副车架弯曲振动引起的轰鸣噪声

动力总成的前后悬置一般搭载在副车架上，动力总成的激励会通过悬置传递到副车架上，引起副车架振动。副车架具有弯曲模态，通常在150Hz左右。副车架与车身刚体连接或者弹性连接，振动直接传递到车身，引发轰鸣声。如图3.2.5所示，副车架模态为122Hz，当发动机转速达到3600r/min附近时，与副车架模态一致，就会激起副车架模态。

如果副车架模态过低，如低于150Hz，则很容易落到发动机常用激励范围内，从而被激发起来。因此，在副车架设计时，一般要求其模态至少达到150Hz。

副车架的模态也不能过高。一则由于模态越高，重量越大，使成本增加。另一方面，如果副车架模态与动力总成弯曲模态（200～250Hz）接近，那么副车架会与动力总成弯曲模态共振，带来严重的问题。

悬架摆臂、横向稳定杆、转向机构也搭载在副车架上，这些搭载点都是激励的传递路径。在设计副车架时，对于这些传递路径都要重点考察其传递特性，如原点动刚度、振动传



a) 车内声压级　　b) 副车架弯曲模态

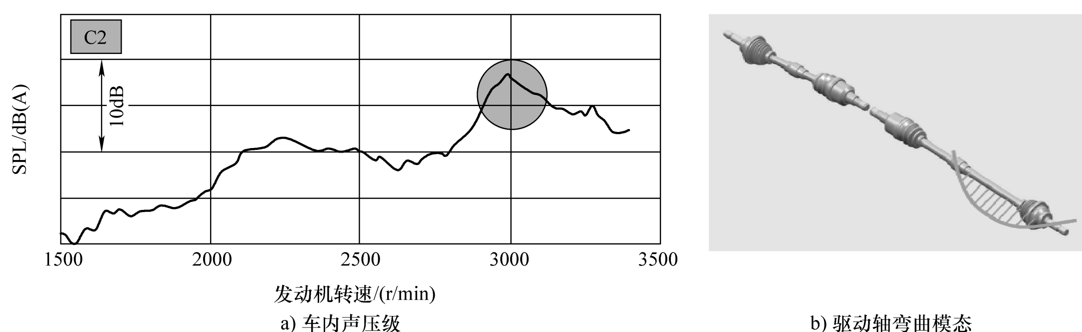
图 3. 2. 5　副车架模态引起的轰鸣声

递函数、声学传递函数等。

多数副车架是用钣金件焊接而成的，由于板材较厚，无法实施点焊，所以，副车架多是采用二氧化碳保护焊连接。有些高级车上采用了铸铝副车架，这种副车架重量轻、工艺简单，但是成本高。

4. 驱动轴弯曲模态引起的轰鸣噪声

前置前驱汽车一般有两根半轴，左半轴和右半轴。左半轴较短，右半轴较长。左半轴的弯曲模态在 200Hz 以上，而右半轴的模态则多数低于 200Hz。因此，实际中右半轴很容易被发动机激励激发起来，传递到车身，引起轰鸣噪声。如图 3. 2. 6 所示，图 a 为发动机转速为 3000r/min 时，车内出现轰鸣噪声。经过排查，发现右半轴的弯曲模态恰好为 100Hz，如图 b 所示。在右半轴上安装了一个 99Hz 的动态吸振器后，车内噪声峰值消除。



a) 车内声压级　　b) 驱动轴弯曲模态

图 3. 2. 6　驱动轴弯曲振动引起的轰鸣噪声

避免半轴弯曲模态过低而造成轰鸣声的另外一种常用手段是将右半轴设计为两段，中间用万向节连接。这种结构可以保证右半轴模态在 200Hz 以上，就不容易被发动机激励激发起来了。

驱动轴的刚度对驱动系统的扭转特性影响较大，特别是对于后驱或者四驱汽车。驱动系统的转矩变动常常引起严重的 NVH 问题，最常见的是车辆起动时的抖动现象。影响驱动系统扭转特性的关键因素除了离合器以外，驱动轴的刚度也很重要，常常是整改的对象之一。



5. 进气系统引起的轰鸣噪声

进气口噪声对车内噪声和车外噪声的贡献都非常大，是汽车主要噪声源之一。进气噪声通常表现为高频特性，以空气传播的形式向车内传递。如图3.2.7所示为测试得到的进气口噪声和车内驾驶人耳边声压级结果。在发动机转速1600r/min附近，进气口噪声和车内噪声均出现了峰值，阶次分析显示均为4次成分占主要贡献。因此，可以判断进气噪声主导了车内噪声的峰值。

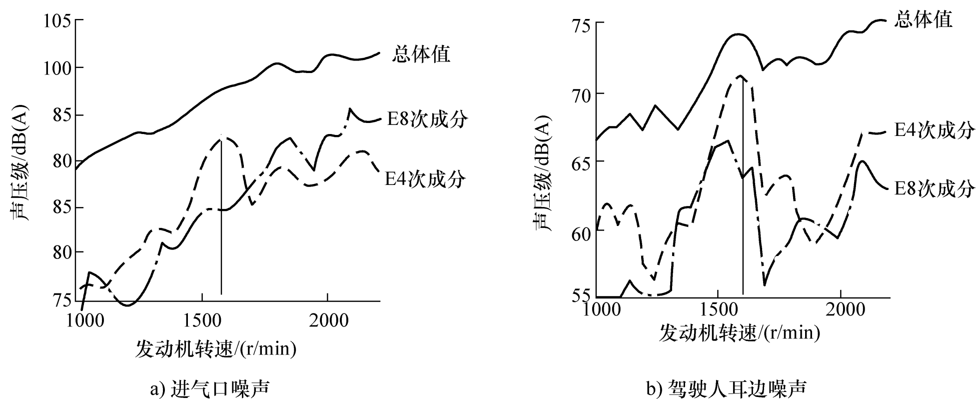


图3.2.7　进气噪声与轰鸣噪声

进气系统噪声除了进气口的声压较高以外，空气滤清器壳体的辐射噪声有时也很明显。壳体的表面积大，刚度低，具有很低的模态。在进气气流的冲击下，壳体模态如果被激发起来，会产生辐射噪声，通过车身的孔洞、缝隙向车身传递。

解决进气噪声最有效的手段是增加空气滤清器容积，以提高其消声性能。另外，常用的方法还包括设计谐振腔、1/4波长管、提高空气滤清器壳体刚度等。

6. 排气系统引起的轰鸣噪声

排气系统也是汽车的主要声源之一。排气口噪声、消声器辐射噪声、排气气流的冲击噪声等，都会对车内噪声、车外噪声产生影响。如图3.2.8所示为排气口噪声与车内噪声的测试结果。二者呈现出明显的一致性，说明排气噪声对车内噪声具有较高的贡献量。

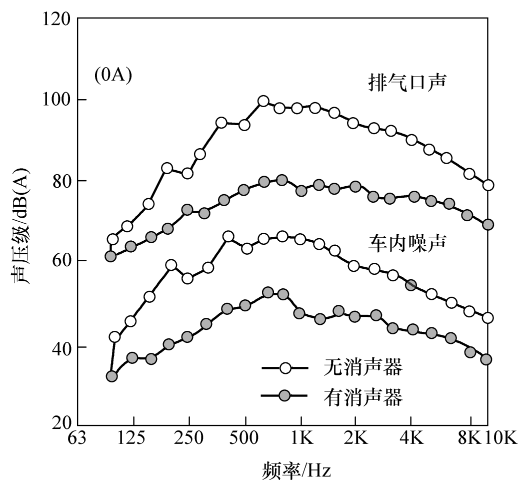


图3.2.8　排气噪声与轰鸣声

排气系统除了排气口噪声和气流噪声以外，排气系统的振动有时也会产生轰鸣声，其原理如图3.2.9所示。排气系统热端与动力总成连接，动力总成的振动直接传递到排气系统上。排气系统的细长结构使其具有很多阶弯曲模态，包括垂向和横向。排气系统的弯曲模态通过排气吊挂直接向车身传递。如果排气吊挂的隔振率不合格，那么就会使车身受到的激励过大，引起地板的局部模态，激发声腔共鸣，产生轰鸣声。

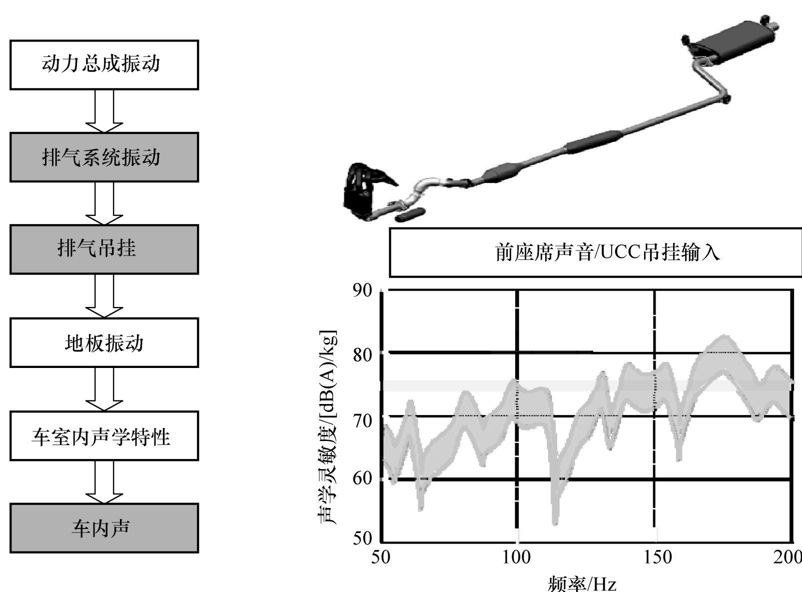


图 3. 2. 9　排气系统引起的轰鸣声

对于横向布置的动力总成，通常在排气歧管和排气管之间设计有柔性连接机构，如波纹管、球头管等。由于靠近动力总成一侧的温度较高，一般称为热端，另外一端称为冷端。而热端模态是常见的一种振动模式，它的激励源是动力总成。它也是引起轰鸣噪声的常见原因。

解决排气系统引起的轰鸣声，最基本的还是要从排气系统的设计上入手，如整体布局、尺寸参数、消声器性能等，以从根源上降低排气系统的振动和噪声。在设计排气吊挂时，通常要将吊挂布置在车身上刚度较高的位置，通过合理地布置吊挂，可以最大限度地将排气系统振动衰减。

有时还可以在排气吊挂处设计动态减振器，以消除某些特定频率的振动，降低轰鸣声。如图 3. 2. 10 所示，圆圈处就是设计在消声器附近吊挂上的动态减振器。



图 3. 2. 10　排气吊挂处的动态减振器

二、路面噪声

当车辆在不平坦路面上行驶时，路面激励通过轮胎、悬架系统向车内传递，引起车内噪声。如图 3. 2. 11 所示为车辆在不同路面上行驶时的车内噪声测试值。路面越粗糙，则车内噪声越高，并且呈现高频特性。

路面激励激发起轮胎、悬架系统的低频模态，传递到车内后激发车身板件的局部模态，形成放射噪声。轮胎内部声腔模态较高，被路面激励激发起来后产生的噪声频率高，主要以空气传播的形式向车内传递。如图 3. 2. 12 所示。



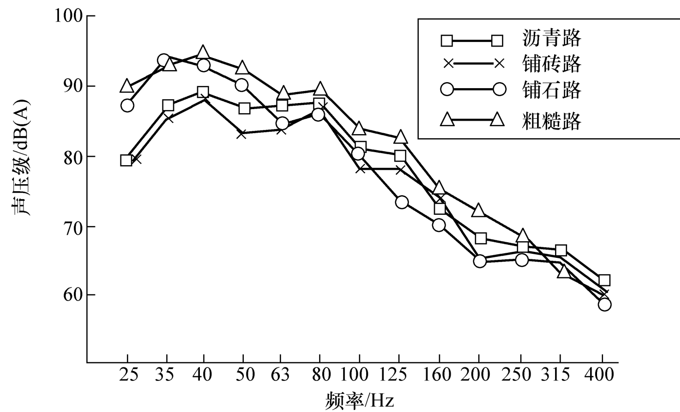


图 3. 2. 11　不同路面上的车内噪声

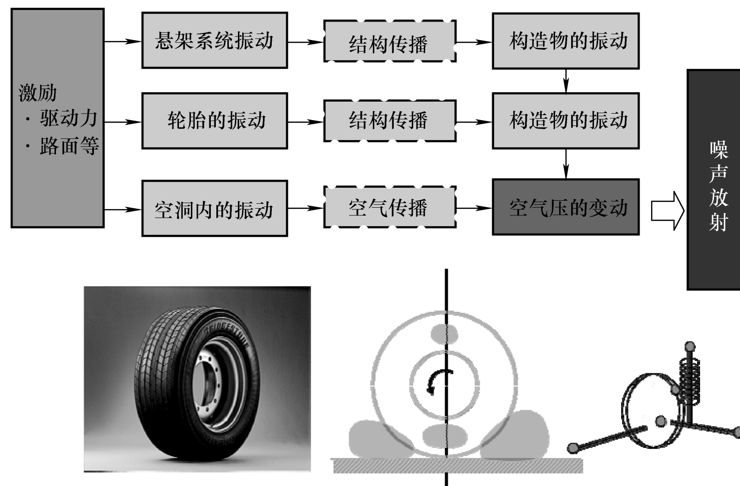


图 3. 2. 12　路面噪声发生原理

路面噪声由低频成分和高频成分构成，低频时，路面噪声的主要成分为结构传播噪声。高频时，路面噪声的主要成分为空气传播噪声。如图 3. 2. 13 所示。

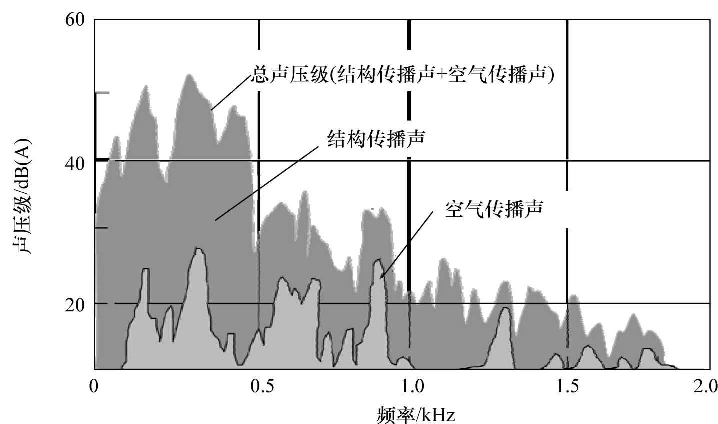


图 3. 2. 13　路面噪声构成成分

路面对轮胎的激励来自两个方面，一是路面通过接触面对轮胎不断地局部挤压和释放，产生垂向激励；另一方面是路面与轮胎橡胶在接触面不断地滚挤和释放，产生纵向激励。粗糙路面产生的激励一般比平坦路面产生的激励要大。轮胎本身具有多种模态，如胎壁的弯曲模态、径向弯曲模态、胎内空气的声腔模态等。这些模态对路面噪声的影响非常大。如图3.2.14所示为轮胎模态对路面噪声的影响。

路面噪声测试结果曲线中包括多个响应峰值，其中就有轮胎模态共振形成的。从曲线上可以了解到轮胎模态的分布。

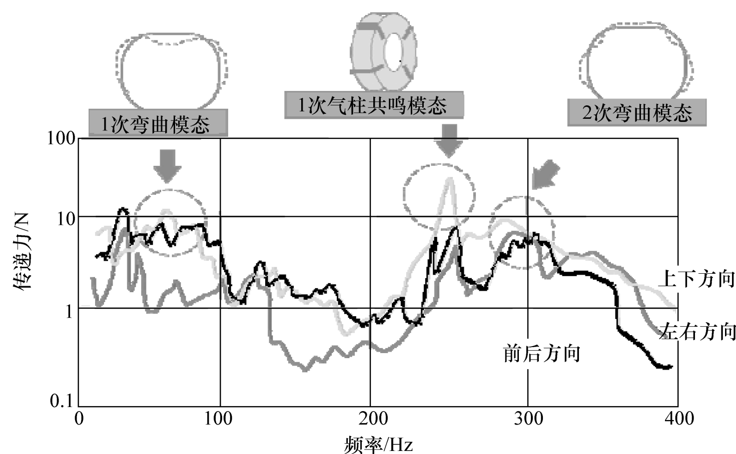


图3.2.14　轮胎模态对路面噪声的影响

除了轮胎模态以外，悬架系统模态的影响也很大。如悬架摆臂的模态、转向节的模态等。如图3.2.15所示为在轮胎处施加单位激励时轮心处的振动响应，以此来考察悬架摆臂模态对路面噪声的影响。

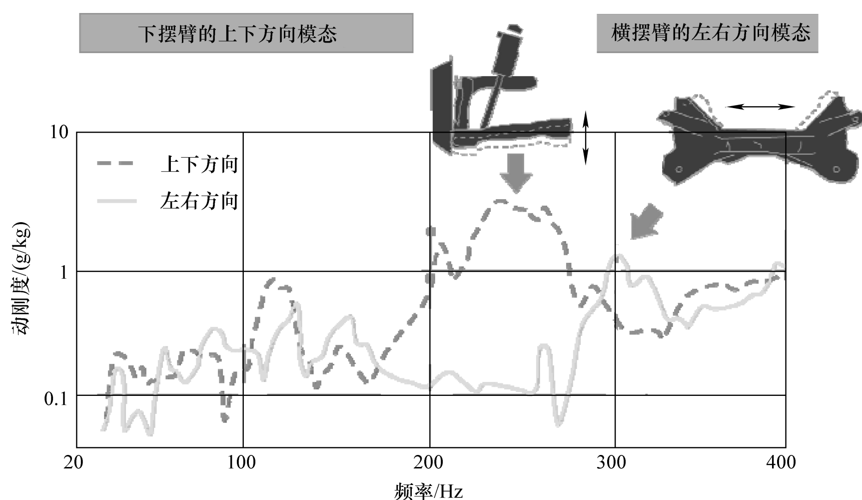


图3.2.15　悬架系统模态对路面噪声的影响



路面噪声的激励源是路面。路面是客观存在的，激励源的大小不受控制。但是可以从传递路径上采取措施。轮胎的技术改进通常由轮胎供应商负责，主机厂可以提出技术要求，责成供应商提升技术和产品质量。

改善路面噪声最常用的手段是悬架系统零部件模态的整改。如前所述，悬架摆臂对路面噪声影响很大。对于摆臂模态引起的路面噪声峰值，改进摆臂模态是最常用的手段。CAE方法能够提供快速、准确的改进方案。

三、空气动力噪声

1. 风噪（wind noise）

汽车在道路上高速行驶时，车内噪声的主要来源是风噪声。汽车高速行驶时，车身与空气激烈摩擦，空气流场在车身表面形成边界层，并在车身的不同部位产生强烈的涡流、紊流和湍流。流动中的各种气流相互作用，出现压力脉冲波动。脉冲压力对车身产生激励，引起车身板件的局部模态，形成车内噪声。另外，气流乱流还会产生气动噪声，通过车身的孔洞、缝隙直接进入到车内，形成空气传播噪声。如图 3. 2. 16 所示为以 150km/h 的速度行驶的汽车 A 柱附近测试得到的噪声声压级。从图中可以了解到，风噪主要以高频成分为主。

汽车在行驶过程中会受到风的阻力。空气的阻力主要是压力阻力，迎风面产生的迎面阻力和车尾分离区产生的压差阻力是最主要的阻力来源。在车身横截面积相同的情况下，车身形状决定了这两种阻力的大小。如图 3. 2. 17 所示，在车尾部形成了气流分离区，空气压差将会产生阻力。

车身的流线对风噪影响最大。车身风阻系数是评价车身外形的主要指标，好的车身设计能够将风阻系数降到最低，这样的汽车在高速行驶时，既能使风阻力最小，使油耗降低，同时还可以保证车身周边的气流顺畅，减小对车身的激励，降低车内噪声。

计算流体动力学（CFD）是研究车身周边流场的主要工具。通过对车身外形数据的分析和优化，可以使得车身流线最合理，减小凸起和段差，从而降低车身风阻系数。

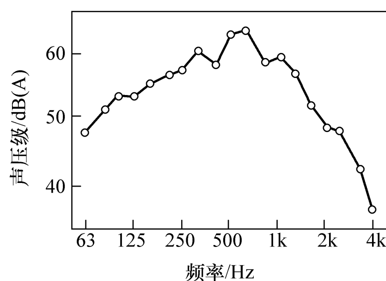


图 3. 2. 16　风噪频谱

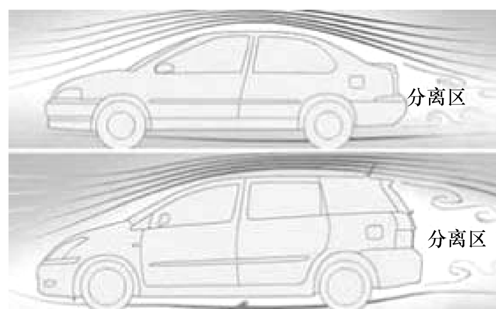


图 3. 2. 17　空气阻力分布

车身刚度对风阻影响很大。汽车高速行驶时，在车门等处由于空气的作用产生内外压力差，车内压力高，车外压力低。压差的作用使得车外向外扩张，使车门与车身之间的缝隙变大，密封条不足以发挥充分的密封作用。空气的气动噪声就可以从这些位置直接进入到车内。因此，提高车身刚度，特别是车门框刚度、车门刚度对抑制风噪声非常有效果。

车身上还有一些凸起、段差结构，如外后视镜、刮水器、A 柱上端等处。这些位置最容

易形成气流乱流，产生过大的激励。因此，在设计过程中，对这些位置要重点关注。

2. 吸入噪声（wind throb）

吸入噪声也是风噪的一种。汽车在行驶过程中，如果打开天窗或者车门玻璃，将会在天窗或者车窗附近产生涡流，形成的激励作用在车内声腔上，产生低频脉动噪声，如图 3. 2. 18 所示。

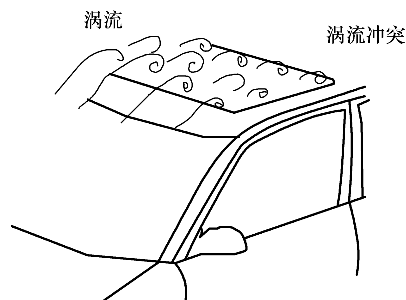


图 3. 2. 18　吸入噪声

3. 吸出噪声（aspiration noise）

吸出噪声指通过与车外相通的孔隙泄漏进来的空气产生的噪声，特别是车辆在行驶过程中，由于车内外存在压力差，车内空气通过窗框等处的间隙被吸到车外时形成的噪声。

如图 3. 2. 19 所示为车速、窗框刚度、空气吸力及窗框位移等参数之间的关系。车速越高、窗框刚度越低，则空气吸力越大，产生的吸出噪声也越高。

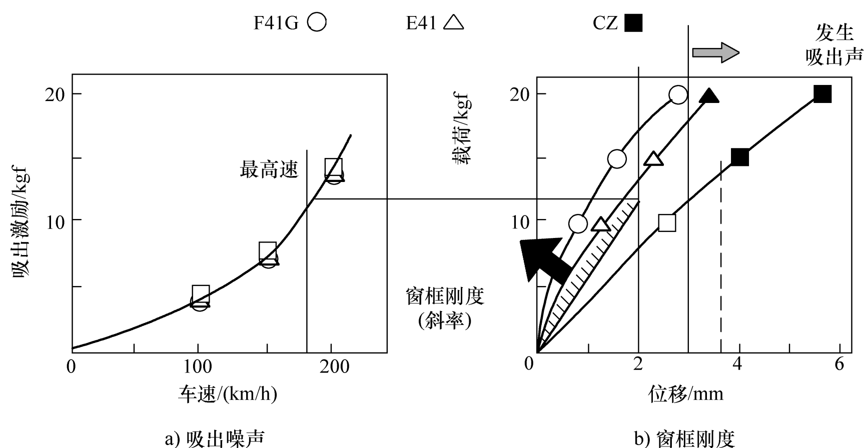


图 3. 2. 19　吸出噪声

四、异响

有些汽车，特别是使用一段时间后的汽车，在行驶过程中有时在仪表板、内饰板等处发生嘎吱嘎吱的声音，称为异响。异响有别于制动噪声、轰鸣噪声等，不具有周期性，是一种随机发生的噪声。

汽车异响是顾客投诉最多的内容之一，汽车公司不但要承担维修所带来的费用，而且还有可能面对由此而带来的信任危机。汽车的这种不和谐声音会给顾客带来很多烦恼，渐渐地会使顾客对品牌失去信心。这一点对于汽车公司来说是致命的。因此，汽车公司要设立专门的机构应对这种问题，不但要花费巨额资金去处理售后服务问题，还要投入大量的人力物力去解决在研产品的问题。

异响可归为两种类型：低里程异响（新车异响）和高里程异响（旧车异响）。

低里程异响多是由于设计、制造、装配、材料匹配不当等原因造成的。而高里程异响则是由于车身系统、零部件设计缺陷、零部件性能衰退造成的。



内饰件是最容易发生异响的，而内饰件通常都安装在车身、车门上。因此，车身刚度、车门刚度对异响影响非常大。如果车身刚度不足，则安装在车身上的内饰板、仪表板等零部件随着车身过大的振动而产生相对运动，很容易发出异响。特别是车身的扭转刚度，左右车轮的不同相激励很容易激发起车身的扭转模态。车门的刚度也同样重要。

在汽车设计过程中，车身刚度和车门刚度都是重点监控项目，其目的就是保证车身受激振动时不会产生过大的变形。

内饰件材料多为塑料、树脂，所发出的异响包括两类。一类是发动机、变速器的振动经过速度表电线传播到仪表板，形成放射声。它是一种非线性的振动噪声现象，属于高频领域，宽域复合声，还包括变动声，如图 3. 2. 20 所示。

第二类是内饰零部件之间相互摩擦而产生的噪声，如图 3. 2. 21 所示，它也是一种高频噪声，而且频带很宽。

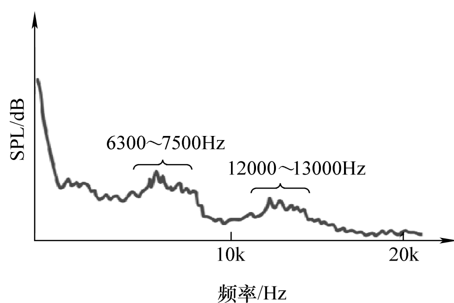


图 3. 2. 20　仪表板反射噪声

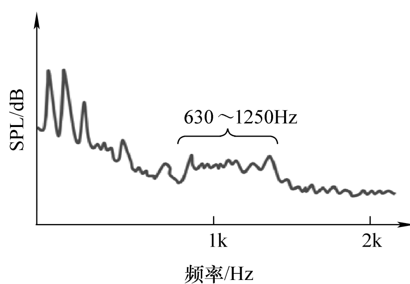


图 3. 2. 21　内饰板摩擦噪声

内饰板通常采取卡扣结构搭接在一起，当受激励振动时，相互搭接在一起的板件存在相对运动，当运动速度较大时，就会产生过大的摩擦力，从而产生摩擦噪声，即异响。

容易产生异响的部位包括：

- 车门：限位器总成、玻璃升降器、内饰条卡扣、车门锁。
- 行李箱盖：行李箱锁销、铰链回位弹簧。
- 仪表板：杂物箱、中央显示器盖板。
- CCB：杂物箱连接支架、CD 机支架。
- 中控台、后座椅靠背、前座椅靠背和座垫。
- 天窗：密封条、边框。
- 预防和改进异响问题应该从以下多个方面入手。
- 提高车身刚度，特别是扭转刚度。
- 提高车门框刚度。
- 选择合适的内饰材料，避免摩擦副不匹配。
- 提高仪表板模态和刚度，避免与发动机怠速激励耦合。
- 设计牢固的搭接卡扣结构，避免搭接不牢，产生过大的相对运动。
- 优化结构设计和材料，保证零部件不产生过早的性能衰减。

五、车门关闭声

汽车已经越来越深入地走进人们的生活，人们每天有大量的时间是与汽车相关的。而人

们对汽车 NVH 的主观感受是从关闭车门那一刻开始的。

车门关闭的那一瞬间，会发出“砰”一样的声音。好的车门关闭声力道沉重而雄厚，没有过多的余响，给人一种低沉、稳重的感觉。而有些车则恰恰相反，发出“咣”一样的声音，破碎而尖锐，让人感觉非常不舒服。

车门关闭声音的产生原因如下：

1）撞针和锁扣钩的敲打声。

2）锁扣钩的半槽和球的敲打声。

3）橡胶缓冲器和车身钢板之间的敲打声。

4）止动球的敲打声（极限运转状态）。

5）因来自极限运转的反作用返回时的敲打声。

6）挡风条和车身板材之间的敲打声的余音。

如图 3. 2. 22 所示为车门关闭声的频谱特性，图 a 为轻柔关闭声，图 b 为强力关闭声。二者的频谱特性具有很大的差异。

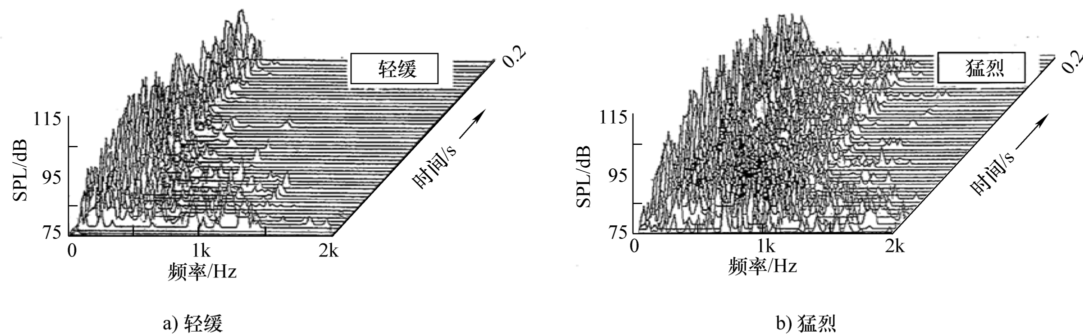


图 3. 2. 22　车门关闭声

1）车门是与车身配合的。当车门关闭时，车门与车身有一个冲击力。在这个力的作用下，会造成车身或车门的瞬间变形，这个变形进而压缩周边的空气，发出声音。

2）如果车身的接头刚度、车门的横向刚度不足，就会引起过大的车门变形，冲击力也会相应增大。引起的噪声不但幅值高，而且会有过长的余响时间。

3）车门内外板的刚度也是同样的道理，刚度过低，会很容易被冲击力激励起来，压缩空气，发出不必要的颤音。

4）车门密封条一方面在车身和车门之间密封缝隙，另一方面又能对车身与车门的冲击起到缓冲的作用。刚度过高，则对冲击力缓冲效果不好。过低则失去密封效能，当车辆在高速行驶时，风与车身的摩擦产生的高频噪声会从密封条处进入到车内。

5）车门内小部件，如电动机、玻璃升降结构等，如果安装不合理，则会在冲击力的作用下产生不必要的异响，令人厌烦。

六、差拍噪声（Beat Noise）

差拍噪声是指两个频率接近的噪声耦合到一起后形成的噪声现象。形成差拍噪声需要有两个独立的声源存在，并且这两个声源的频率要很接近。差拍噪声通常呈现周期性变化，幅



值时大时小，耦合频率也会发生变化，通常与车速相关。差拍噪声的幅值通常不大，对于一些中高级轿车来说，由于整体噪声水平低，所以出现差拍噪声后很容易感觉到。

差拍噪声的产生需要有两个或多个独立的激励源存在。通常存在以下几方面的激励源。

1）轮胎不平衡和传动轴不平衡激励。在车辆滑行时容易出现差拍噪声。

2）发动机转矩变动及传动轴夹角引起的转矩变动。在车辆加速时容易出现差拍噪声。

3）轮胎的声腔模态与悬置摆臂模态。这二者的模态有时很接近，当它们被激励起来后，形成的噪声频率也很接近，就容易产生差拍噪声。

第三节　系统级别振动现象

汽车是由多个系统构成的，各个系统的振动综合在一起形成整车级别振动。因此，了解每个系统的振动特性，有助于掌握整车振动噪声性能。从性能目标分解的角度来讲，需要掌握各个系统对整车振动噪声的贡献量，以便有针对性地控制每个系统的影响，实现整车目标的达成。

一、车身振动

汽车在使用过程中要承受扭转、弯曲等多种载荷的作用，因此，车身要求具有足够的刚度。如果刚度不足，那么在日常使用过程中，可能会出现很多问题，如异响、风噪、内饰脱落等。

车身作为一个完整的子系统，通过悬置、衬套等弹性元件与底盘连接。以车身为质量，以悬架及轮胎的刚度和减振器的阻尼构成的振动系统，在低频范围内存在六阶刚体模态，如上下跳动（Bounce）、俯仰（Pitch）、侧倾（Roll）等。这些模态频率低，容易受路面激励的影响而激发，发生整车抖动、偏频等低频振动，给车内乘员带来不舒适感。

车身还具有多种弹性振动模态，如弯曲、扭转、局部弯曲等。这些振动模态对整车NVH性能具有直接的影响。

1. 弯曲振动

车身结构细长，前后方向尺寸大，因此，垂向及横向刚度低，车身最基本的振动模式是垂向和横向弯曲。而路面激励和发动机激励多是垂向的，因此，垂向弯曲模态最容易被激发起来。如图3.3.1所示为车身垂向一阶弯曲模态，如图3.3.2所示为车身垂向二阶弯曲模态。

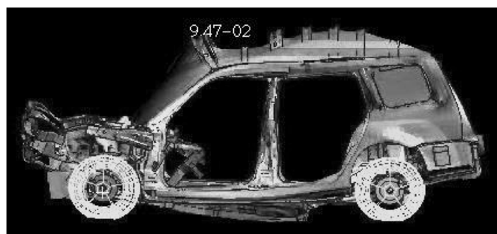


图3.3.1　车身垂向一阶弯曲模态

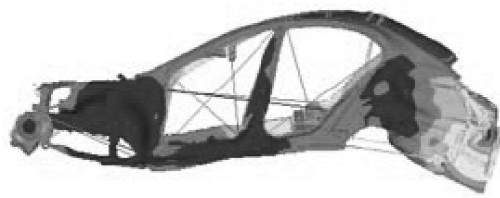


图3.3.2　车身垂向二阶弯曲模态

车身垂向弯曲通常包括一阶弯曲和二阶弯曲。一阶弯曲有两个模态节点，一般位于前、后减振器中心处，车身中部和头部、尾部的振动相位相反。而二阶弯曲则有三个模态节点，除了前、后减振器中心外，B柱附近也有一个，模态节点前后的振动相位是相反的。

除了上述整体弯曲以外，有的车型还存在局部弯曲，如前端垂向弯曲、后端垂向弯曲。这是由于前后刚度不均造成的，如图 3. 3. 3 所示。

横向弯曲通常指前端的横向弯曲，由于前端框架的横向刚度相对于整车来说较弱，因此，横向弯曲模态容易出现，而整车横向弯曲模态则不容易出现，如图 3. 3. 4 所示。

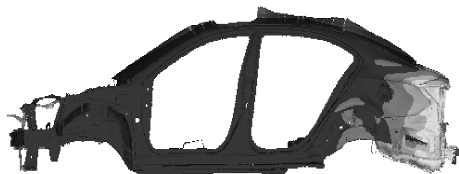


图 3. 3. 3　后端垂向弯曲

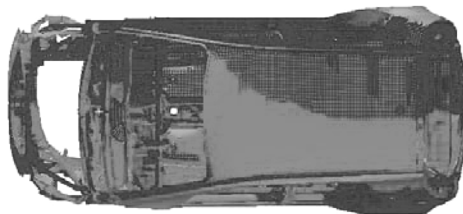


图 3. 3. 4　前端横向弯曲

车身的弯曲模态一般在 30Hz 附近，与发动机的怠速激励很接近，因此，车身弯曲模态很容易被发动机激励激发起来，引起振动和噪声问题。如怠速振动就是车身弯曲模态被发动机怠速激励激发起来，使车身产生振动，并带动转向盘振动。

车身后端弯曲模态稍高，一般在 50Hz 左右。而车身声腔模态也在同一频段，因此，车身后端弯曲模态很容易激发起车内声腔模态，出现轰鸣噪声。

车身的横向弯曲模态与操纵稳定性有关。车辆在转弯时，会产生横向激励，如果车身横向刚度过低，则会影响车辆的操纵稳定性，给乘员带来不舒适的感觉，严重时还有发生事故的风险。

2. 扭转振动

汽车属于长方形结构，存在扭转振动模态。汽车最常见的扭转模态包括后端扭转和整车扭转，如图 3. 3. 5 和图 3. 3. 6 所示。特别是 MPV、SUV 等车型，后端扭转模态较低。

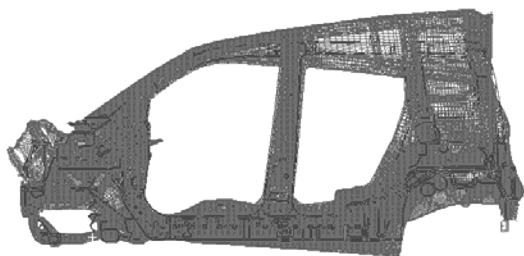


图 3. 3. 5　车身后端扭转

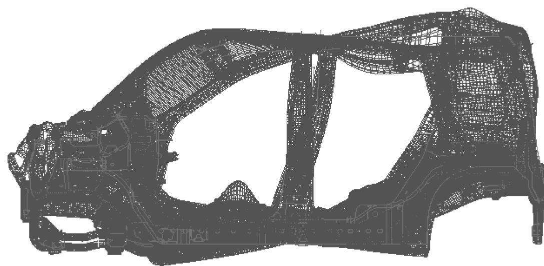


图 3. 3. 6　整车扭转

扭转模态作为 NVH 重要目标之一，在工程设计阶段要重点关注。从车身截面、接头刚度、白车身扭转模态等入手，保证最终整车状态下的扭转模态达标。一般来讲，后门框的结构对扭转模态影响最大，在设计过程中要优先考虑，尽量使后门框形成封闭结构、各部位刚度均匀。

车身扭转模态对异响影响最大。如果车身扭转刚度过低，那么受到激励时，扭转振幅过大，使得搭载在车身上的内饰件产生过大的相对运动，这是产生异响最主要的原因。同时，车门、风窗玻璃等处的开口变形量也很大，会产生过高的风噪声。

如果车身的扭转刚度过低，那么车身受到激励后，会产生过大的变形，使得焊点、螺栓



等处的应力过高，影响车身的疲劳寿命。

3. 局部振动

车身除了上述的整体振动以外，还存在局部振动。特别是前围板、地板、顶盖、备胎盆等面积较大的板件，都存在局部振动模态。如图 3. 3. 7 所示为车身局部模态，发生在后地板处。

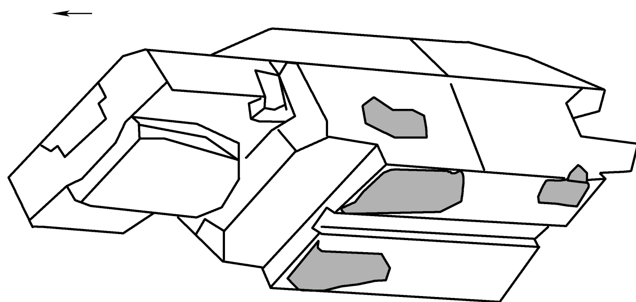
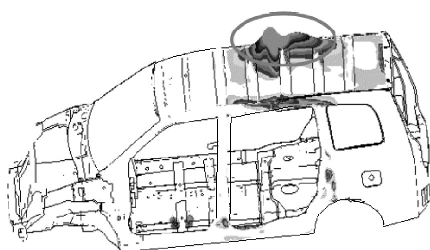
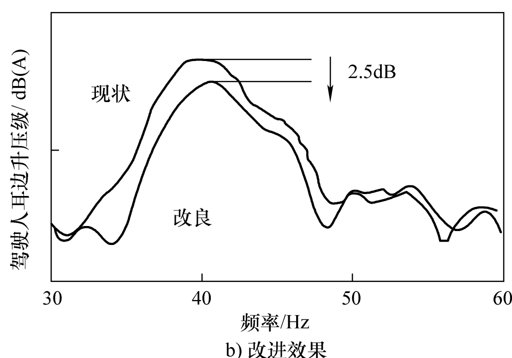


图 3. 3. 7　车身局部模态

车身局部模态常常是引起 NVH 问题的主要原因，如座椅安装点局部模态，会引起座椅的振动。地板和前围板局部模态通常是引起轰鸣噪声的主要原因。如图 3. 3. 8 所示为顶盖局部模态引起的车内轰鸣噪声。通过加强后，顶盖局部模态改善，车内噪声也有明显降低。



a) 顶盖局部振动



b) 改进效果

图 3. 3. 8　顶盖局部共振噪声的改进

车身设计过程中，地板、前围板、顶盖、侧围、车门内板等面积较大的板件要关注局部模态。对这些位置应该设定目标，并采取结构优化设计以满足目标要求。这些板件的面积大，因此厚度不能太厚，否则会造成重量超标。可以在板面上设计加强筋、增加加强板、采取曲面形状等措施。如图 3. 3. 9 及图 3. 3. 10 所示为地板的结构优化设计过程。在原结构的基础上，设计了两种优化结构，一种是设计加强筋，另外一种是设计成曲面形状。通过动刚度对比，可以了解到曲面结构的性能最佳。

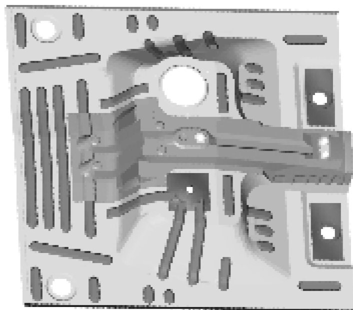


图 3. 3. 9　地板曲面设计

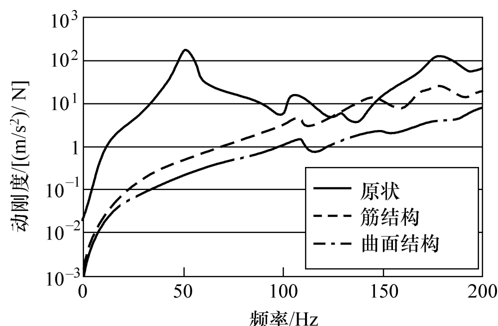


图 3. 3. 10　不同结构地板的动刚度

二、动力总成振动

动力总成作为汽车的激励源，其自身会产生多种形式的振动。从振动形式来划分，可以分为刚体振动和弹性振动。

1. 刚体模态

由动力总成的质量、悬置刚度构成的振动系统，存在六阶刚体模态。这六阶刚体模态因动力总成的类型、布置方式等对整车的影响各不相同，因此，对模态的分布要求也不尽相同。如对于常用的四缸直列发动机，上下跳动模态（Bounce）和侧倾模态（Roll）对车身的弯曲模态影响最大，因此对这两阶模态需要重点关注。

如图 3.3.11 所示为动力总成刚体模态对车身振动的影响。发动机在起动过程中，刚体模态会被激发起来，但是由于时间短，振动能量很快就会散失掉，所以车内乘员一般感觉不到。路面激励频率通常较低，很容易激发起动力总成的刚体模态。悬架系统、排气系统的模态也分布在附近，产生模态耦合的风险很高。因此，在设计整车模态规划表时，对这些相关模态要重点监控，避免产生共振。

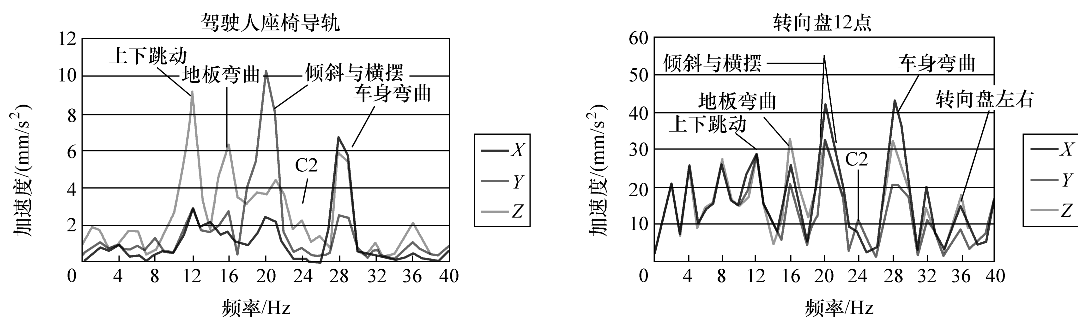


图 3.3.11　动力总成刚体模态的影响

车辆通过路面接缝、凸起时，动力总成刚体模态会被激发起来，振动通过悬置系统向车身传递，引起车身的振动，如车身抖动、动力总成冲击等。这些振动的频率较低，正好落到人体敏感区域，常常会引起乘员的不适。

动力总成的刚体模态可以在整车上测试，但是测试过程复杂、费时，模态不容易辨别，悬架模态、附件模态常常会耦合在其中。采用有限元方法可以快速得到结果。一种简易的动力总成刚体模态计算方法应用范围最广，即使用简易模型，只包括动力总成的质量和转动惯量、悬置的动态刚度构成单自由度模型。通过该模型可以快速得到动力总成刚体模态结果，以及各阶模态之间的解耦，如果未达到目标要求，还可以很方便地进行优化。

值得注意的是上述简易模型与实车状态有一定的差距，计算出来的动力总成刚体模态与实车状态通常会有 1～2Hz 的误差，这一点要加以注意。

2. 弹性模态

动力总成弹性模态包括整体模态、局部模态和构成零部件的模态。整体模态是指动力总成垂向或者横向弯曲模态，以及扭转模态。局部模态是指局部的振动模态，如缸体裙部模态、油底壳局部模态、机油泵局部模态。这些局部模态都很高，是动力总成放射噪声的主要原因。



动力总成的整体模态包括弯曲和扭转模态，频率高、振动能量大。振动会通过悬置系统向车身传递，

动力总成是由数量众多的零部件构成的，如缸体、缸盖、曲轴、连杆、活塞等。这些零部件本身也都有各自的模态，并且频率很高。如曲轴的弯曲模态，它所产生的激励通常都很高，除了会产生振动噪声问题以外，还会产生过大的变形和应力，造成疲劳和密封方面的问题。

曲轴弯曲模态还是影响发动机声品质的重要因素。曲轴弯曲模态被激发起来时，会产生半阶次激励，它所引发的声音中掺杂着半阶次成分，同简谐阶次成分声音相比，显得嘈杂。如图 3. 3. 12 所示为四缸发动机工作过程中曲轴的弯曲振动模式。在气缸爆发压力的作用下，曲轴的弯曲模态被激发起来。气缸位置及点火顺序不同，所激发起来的弯曲模态也是不同的。

缸体裙部有弯曲和扭转模态。如图 3. 3. 13 所示为 2L、4 缸发动机在 4000r/min/全负荷运转时的缸体实际振动模态测量结果。类似这种模态是发动机辐射噪声的主要原因。

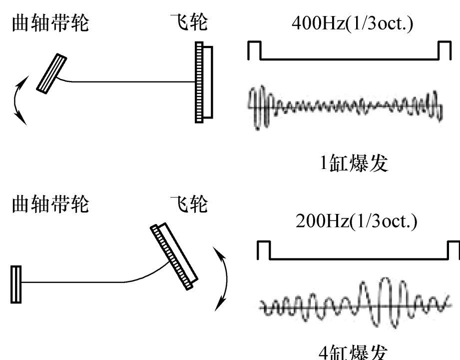


图 3. 3. 12　曲轴振动与半阶次噪声

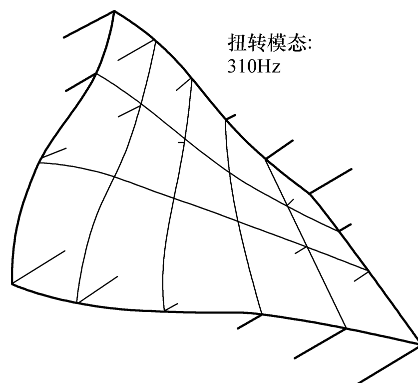


图 3. 3. 13　缸体裙部扭转模态

变速器壳体上也存在局部模态，如图 3. 3. 14 所示，为变速器壳体模态的分析结果。变速器内部齿轮啮合过程中，在啮合面上会产生啮合敲击力，特别是齿轮副的啮合公差较大时，敲击力更大。敲击力通过轴、轴承传递到壳体，引起壳体局部模态共振，产生辐射噪声。这就是变速器齿轮敲击噪声的产生原理。

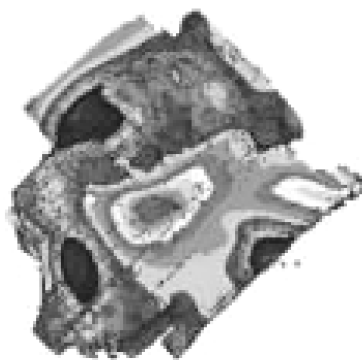


图 3. 3. 14　变速器壳体局部模态

动力总成弹性模态可以通过测试手段得到，但是测试过程复杂、费时。随着有限元方法计算精度的不断提高，使用范围越来越广泛。利用有限元方法可以快速得到模态结果，还可以对结构进行优化。

三、驱动系统振动

驱动系统包括动力总成、离合器、传动轴、驱动轴、差速器、轮胎等，如图 3. 3. 15 所示为典型的前置四驱系统示意图。

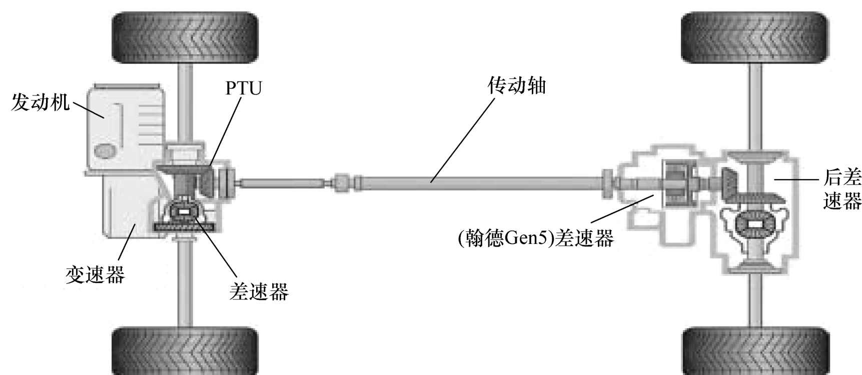


图 3.3.15　前置四驱系统示意图

驱动系统结构复杂，具有多阶振动模态，包括弯曲和扭转模态。这些模态如果被激发起来，将引起严重的 NVH 问题。而实际上与驱动系统相关的 NVH 问题非常多。如表 3.3.1 所示为与驱动系统相关的 NVH 现象。

表 3.3.1　与驱动系统相关的 NVH 现象

类型	频率范围/Hz	现象	激励	振动系统
抖动（Shake）	10～30	车身、座椅、转向盘垂向或者横向振动	车轮径向跳动或者不平衡	悬架
颤振（Flutter）	5～15	转向盘旋转方向振动（高速行驶时）	车轮径向跳动或者不平衡	转向系统
摆振（Shimmy）	5～15	转向盘旋转方向振动（中低速行驶时）	车轮径向跳动或者不平衡	转向系统
加速踏板振动	20～200	踏板前后方向窜动	发动机振动	加速踏板拉索振动
乘坐舒适性（Ride comfort）	0～15	整车抖动	不平路面	车轮和悬架振动
声振粗糙度（Harshness）	30～60	地板和转向盘冲击抖动	路面突起	车轮和悬架振动
变速杆振动	100～200	变速杆颤动	发动机转矩变动	驱动系统振动
颤抖（Shudder）	10～20	离合器接合时产生的前后方向振动	离合器磨损特性	驱动系统振动
Take off Vibration	15～30	车身和转向盘振动	发动机转矩变动与传动轴振动耦合	发动机悬置，传动轴轴承

1. 弯曲振动

（1）传动轴弯曲振动

后驱或者四驱汽车都有一根长长的传动轴，将动力总成的转矩传递到后轮。由于长度长、刚度低，所以传动轴有多阶弯曲模态。如图 3.3.16 所示为传动轴的弯曲模态。通常二



阶弯曲模态频率约为 120～130Hz，三阶弯曲模态频率约为 170～190Hz。而一阶弯曲模态通常不存在。

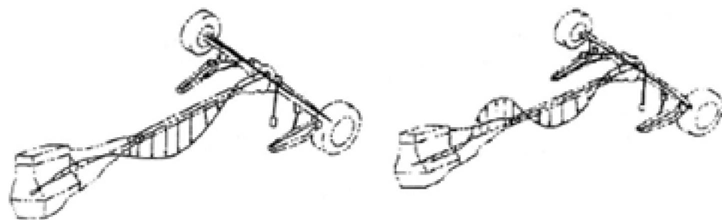


图 3. 3. 16　传动轴弯曲模态

传动轴弯曲振动的激励来自于发动机转矩变动和轴自身的不平衡激励。振动经过中间支承向车身传递，引起车内轰鸣噪声，是影响声品质的重要因素。

控制传动轴弯曲振动的有效手段是降低激励、改善传递路径。如降低发动机转矩波动、减小传动轴的旋转不平衡量。中间支承是主要的传递路径，支承支架、衬套刚度对振动的传递影响大，精心调整这些参数将有助于改善传递路径。

传动轴通常是两段式的，中间用万向节连接。也有的车为了提高传动轴刚度，将传动轴分成三段。有的车上使用的是不等速万向节，造成传动轴的两部分转速不同，这样将会产生传动轴旋转二阶激励。两段传动轴之间的夹角对振动也有较大的影响，在设计时，对这个角度要加以控制。

（2）缠绕振动（Windup）

缠绕振动是指后悬架、后车轴绕后轴中心的旋转方向振动，模态频率通常为 30～50Hz。激励源来自于发动机的转矩变动，通过传动轴传递到后桥，后桥内的锥齿轮将转矩改变 90°，变成绕后轴中心的转矩。这样一来，后悬架、后车轴构成的振动系统将绕着车轴中心旋转振动。振动通过后桥悬置向车身传递，引起车身振动和车内噪声，如图 3. 3. 17 所示。

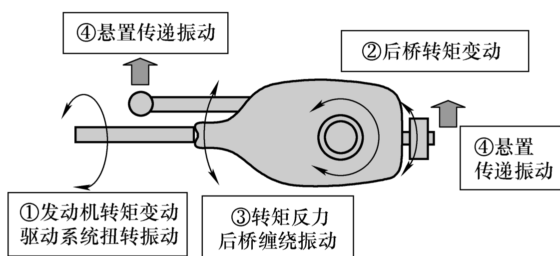


图 3. 3. 17　缠绕振动产生原理

后驱车或者四驱车都有后驱动桥，后桥壳体通过悬置安装在地板或者地板横梁上，因此，悬置的刚度是影响缠绕振动模态和振动向车身传递的重要因素。另外，后悬架的前后方向刚度的影响也非常大。

解决缠绕振动引起的振动和噪声问题，从根源上来看，最重要的还是发动机的转矩波动。增加飞轮的惯性矩、降低离合器和后桥的扭转刚度等方法通常是改善缠绕振动的有效措施。另外，采用双质量飞轮等追加振动系统的方法可以从根本上改善发动机转矩的变动。

改善传递路径最有效的手段是调整悬置的刚度，使缠绕模态与发动机转矩波动峰值避开。后悬架的前后方向刚度也是可调整参数之一。

（3）驱动轴弯曲振动

驱动轴接受变速器输出转矩，并驱动车轮前进，转矩传递路径如图 3. 3. 18 所示。驱动

轴是传递过程中最重要的环节，它的刚度对转矩的传递起到直接的影响。

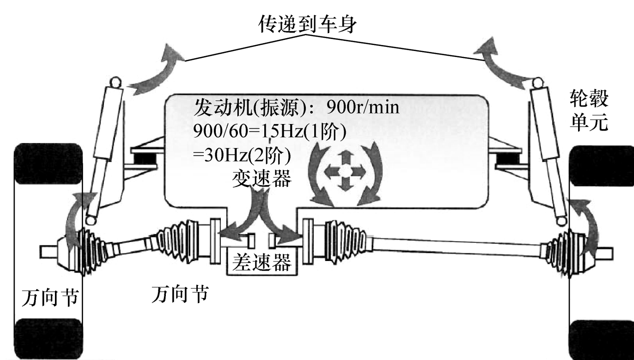


图 3. 3. 18　从发动机到车轮的转矩传递过程

驱动轴的刚度包括扭转刚度和弯曲刚度。扭转刚度作为驱动系统中的一个环节，对整个驱动系统的扭转模态影响很大。

驱动轴最典型的振动模态是弯曲。由于动力总成布置的原因，驱动轴通常一边长一边短。短驱动轴的刚度高，模态高，一般不会出现问题。最容易出问题的是长驱动轴。长驱动轴的弯曲模态通常低于200Hz，位于发动机常用工作转速范围内，发动机的主激励很容易将驱动轴的弯曲模态激发起来，使得发动机的转矩波动被放大，传递到车内就会引起振动和噪声问题。如图 3. 3. 19 所示为驱动轴弯曲模态对振动传递的影响。

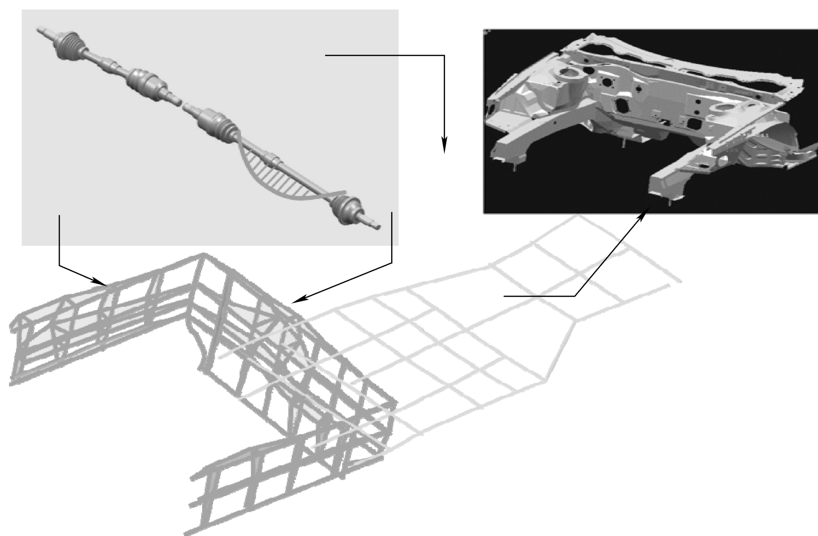


图 3. 3. 19　驱动轴弯曲模态对振动传递的影响

2. 扭转振动

驱动系统的扭转振动对整车 NVH 问题的影响更大，如表 3. 3. 2 所示为驱动系统扭转振动所引起的 NVH 问题汇总。激励源来自于发动机的转矩变动、齿轮啮合激励和驱动系统自身的不平衡激励。振动系统包括整个驱动系统，或者是其中的一部分。而影响因素则包括很多，如离合器转矩特性、驱动轴刚度等。



表 3.3.2　驱动系统扭转振动引起的 NVH 问题

频率范围	激振力	扭转模态（贡献量大的部件）	现象
1～10Hz	发动机转矩变动	1 阶（传动轴－驱动轴）	Car Knock 颤动
30～80Hz	发动机转矩变动 传动轴不平衡	2 阶（悬架系统）	Wind－up 轰鸣声
40～80Hz	发动机转矩变动 传动轴交角	4 阶（离合器、传动轴）	驱动系统异响、振动 轰鸣声
80～150Hz	发动机转矩变动 传动轴交角	5 阶（传动轴）	驱动系统异响、振动 轰鸣声
200Hz 以上	齿轮啮合力等	6 阶（差速器小齿轮）	轰鸣声
20～50Hz	发动机转矩变动	局部模态（离合器）	怠速嗒嗒声

驱动系统扭转模态对缠绕振动的影响巨大。发动机转矩向车轮传递过程中，会激发起驱动系统的扭转模态，将激励大幅放大，加剧后桥旋转方向的振动，增大向车身的传递激励，引起车内轰鸣噪声。减小发动机转矩波动的常用方法如调整离合器扭转刚度特性、使用双质量飞轮、使用弹性联轴器等。而对传递路径的改善则可以调整后桥总成悬置的刚度、后悬架前后刚度、调整传动轴轴承衬套刚度等。

如图 3.3.20 所示为驱动系统扭转振动分析用模型。激励源来自于发动机的转矩变动，振动系统由发动机、离合器、变速器、驱动轴、传动轴、后桥、后悬架、轮胎等部分构成。使用该模型可以对驱动系统的扭转振动进行分析。一些商用 CAE 软件也具有该项功能，通过一维或者三维模型分析驱动系统的扭转振动。对驱动系统扭转振动引起的 NVH 问题进行故障诊断、传递路径分析和参数优化。

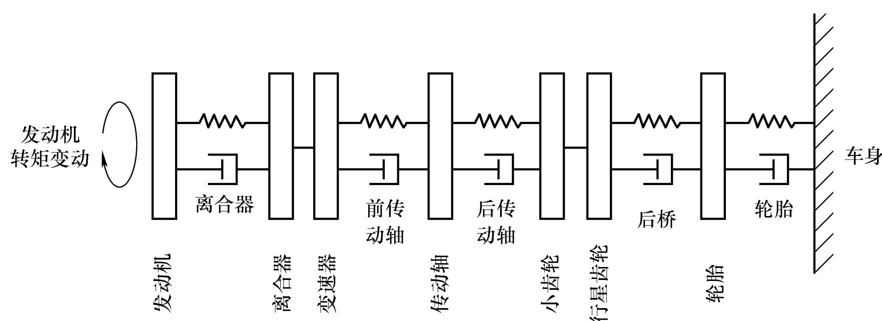


图 3.3.20　驱动系统扭转振动分析模型

对驱动系统扭转振动影响最大的参数是离合器扭转刚度特性。离合器有多种类型，如图 3.3.21 所示为常用的离合器类型。其中 C 型为最常用的类型。第一段刚度值较小，主要是针对怠速振动而设计的。第二段刚度值高，是针对加速噪声设计的。

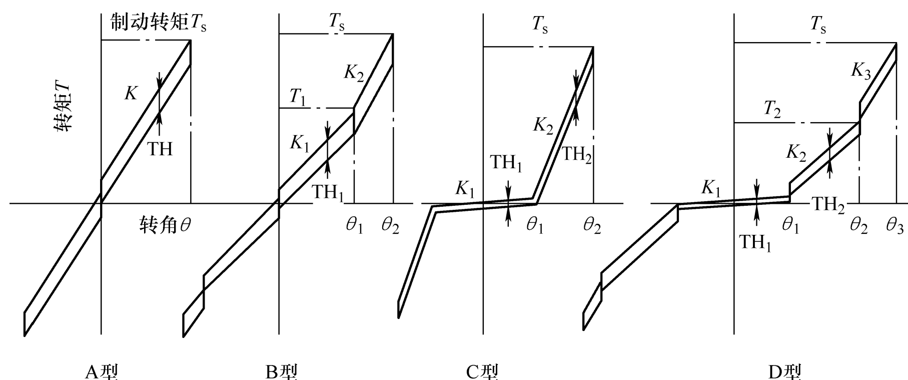


图 3. 3. 21　常用的离合器类型

驱动系统异响是比较常见的 NVH 问题。如变速器啸叫、后桥异响等。这类问题多是由于齿轮啮合过程中，由于齿轮间隙的存在，使得在齿面间产生冲击。冲击力通过轴、轴承等零部件传递到变速器壳体、后桥壳体，产生辐射噪声。如图 3. 3. 22 所示为差速器辐射噪声测试结果。图 3. 3. 23 所示为差速器壳体模态与声学传递函数的关系。

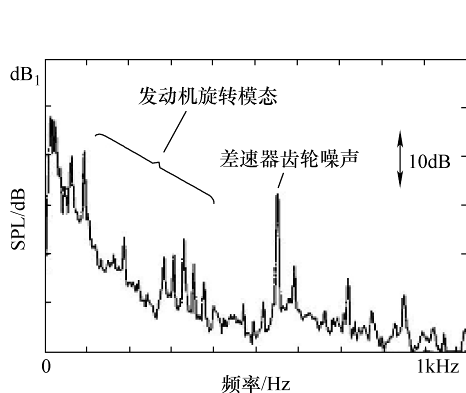


图 3. 3. 22　差速器辐射异响

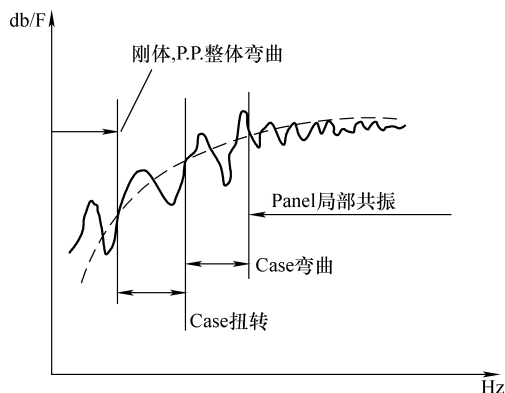


图 3. 3. 23　差速器壳体模态

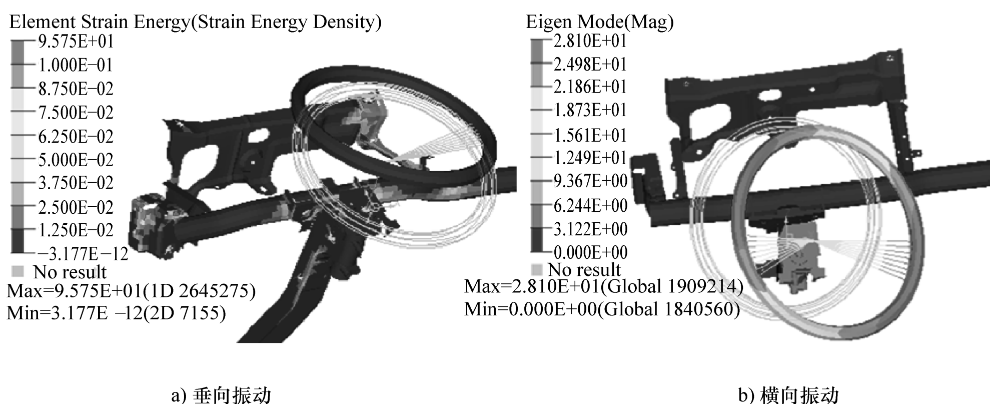
四、转向系统振动

转向系统振动主要包括两种形式，转向盘旋转方向振动和垂向或者横向振动。前者称为摆振，本章第 1 节中有详细介绍，此处不再赘述。接下来重点介绍一下垂向或者横向振动，即转向盘抖动。

转向盘的振动有两种形式，即垂向和横向振动模态，如图 3. 3. 24 所示。转向系统包括转向器、转向柱、转向盘，以及一些附件，如安全气囊、点火开关等。转向系统安装在管梁（CCB）上，然后通过 CCB 与车身连接。因此，转向盘的模态取决于转向柱、转向盘、CCB，以及车身安装点的刚度。通常要求转向盘整车状态下的模态目标不低于 35Hz，在设计过程中，需要将该目标逐级向下分解，要求每个环节都要达到目标。

转向盘抖动的激励源来自于动力总成。动力总成激励通过悬置系统向车身及转向系统传递，从而引起车身和转向系统振动。传递路径为悬置系统，对系统的要求是充分的振动衰减





a) 垂向振动　　b) 横向振动

图 3. 3. 24　转向盘振动模态

能力。而接受体则包括车身和转向系统。最常见的是车身弯曲模态被怠速激励激发起来，带动转向系统振动。这种现象一般称为怠速抖动，如图 3. 3. 25 所示为怠速转向盘抖动测试与仿真结果对比。

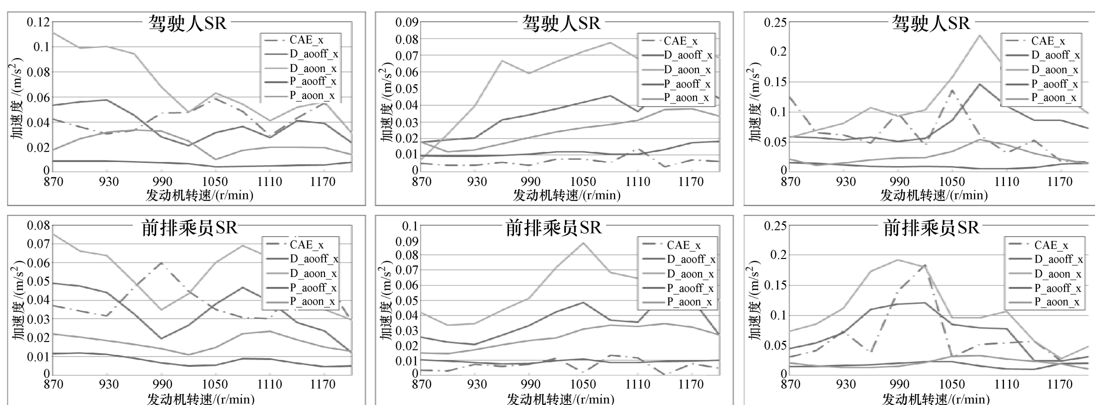


图 3. 3. 25　怠速转向盘抖动测试与仿真结果对比

五、悬架和轮胎系统振动

悬架和轮胎构成车身对路面激励的隔振系统，系统的振动衰减能力是影响车身振动，即乘坐舒适性的关键因素。悬架及轮胎的振动包括低频和高频成分。低频成分包括簧上振动、簧下振动、悬架的前后振动等。

簧上振动是指车身的振动，它取决于车身的质量和悬架的刚度。簧下振动是指悬架及轮胎的振动，它取决于悬架及轮胎的质量和刚度，通常包括左、右悬架的同相（HOP）和反相（TRAMP）模态。而悬架的前后模态类似于走路形状，因此也称为 walk 模态。如图 3. 3. 26 所示为轮胎接地点单位位移激励时车身的振动结果。从图中可以了解到簧上振动、簧下振动及动力总成（PP）的上下跳动。

悬架及轮胎系统振动的激励来自于路面和轮胎本身的不平衡。路面的激励有各种各样，幅值及频率范围均不相同。而轮胎本身由于质量、刚度及几何尺寸不均而存在不平衡量，轮

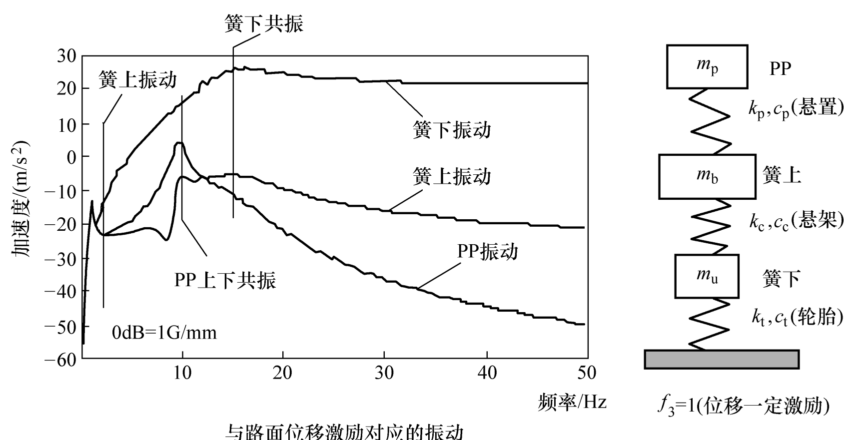


图 3.3.26　悬架及轮胎系统振动模态的影响

胎在旋转时会产生不平衡激励，通过悬架系统向车身传递，影响悬架系统及车身的振动（图 3.3.27）。

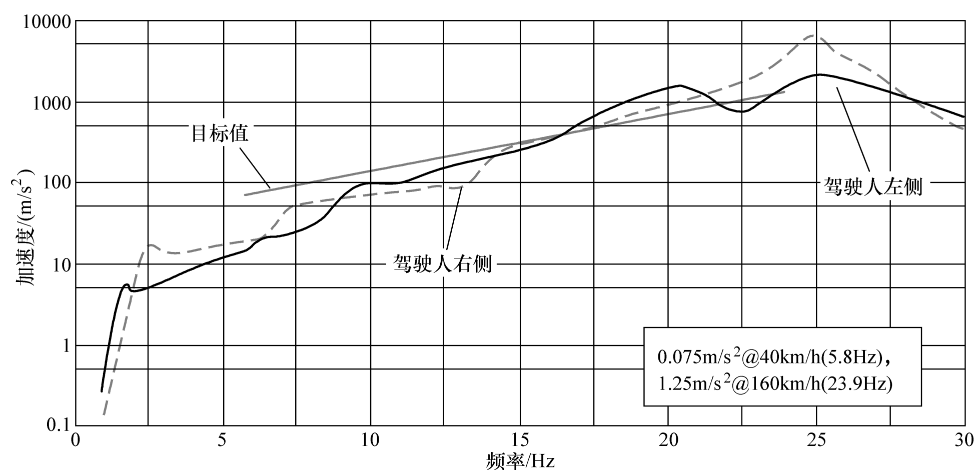


图 3.3.27　轮胎不平衡引起的座椅振动

除了上述低频振动以外，悬架及轮胎系统还存在高频模态。如轮胎内部的空腔模态、悬架摆臂的弯曲模态等。这些模态带来的都是高频问题。如图 3.3.28 所示是在轮毂附近测试得到的噪声和轮胎侧壁振动，可以看出轮胎侧壁振动与轮胎噪声的频率非常一致。

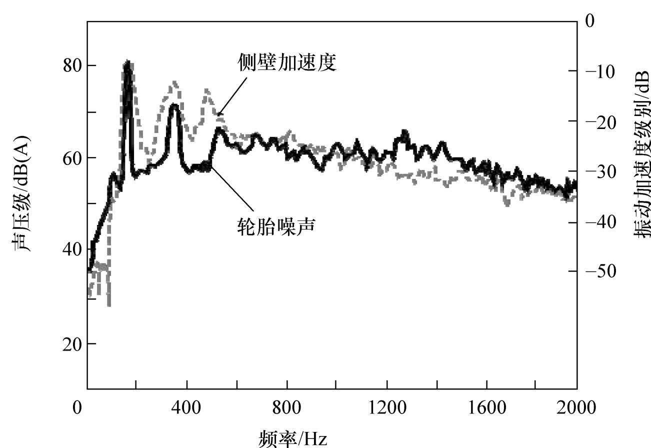


图 3.3.28　轮胎侧壁 50cm 处测量得到的噪声

六、排气系统振动

排气系统属于细长管状结构，长度超过 3m，具有多阶弯曲及扭



转模态。排气系统前端与发动机相连，发动机的振动直接传递到排气系统，引起排气系统的各种振动。而排气系统通过吊挂与车身连接，因此，排气系统的振动也会传递到车身，引起车身振动及车内噪声。

排气系统有多阶垂向和横向弯曲模态，而且频率较低。如图 3. 3. 29 所示为排气系统垂向弯曲模态。弯曲模态取决于管径、长度、重量以及吊挂数量和刚度。设计排气系统时，要保证排气系统的前几阶弯曲模态与车身弯曲模态、发动机怠速激励避开，以免发生共振。

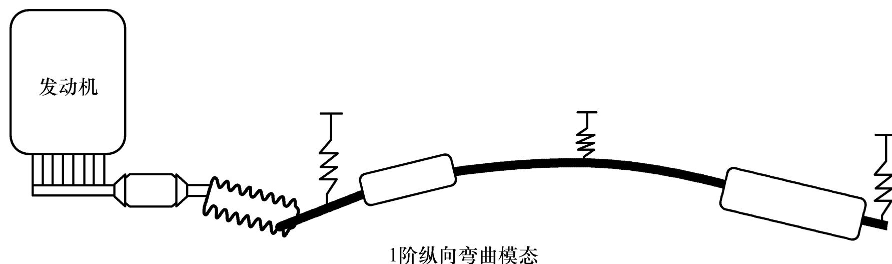


图 3. 3. 29　排气系统弯曲振动

吊挂的位置、数量及刚度对排气系统弯曲模态影响最大。首先，吊挂点应该选在车身刚度较高的位置，如纵梁、地板横梁等处。有时候还需要做特殊的加强处理。其次，吊挂点要尽可能选择排气系统的模态节点处。可以通过排气系统的自由模态分析来确定模态节点的位置及数量。

动力总成的振动会经过排气系统向车身传递，因此，排气吊挂的振动衰减性能非常重要。一般要求排气吊挂的振动衰减能力不低于 20dB，即排气侧的振动经过吊挂衰减后，传递到车身侧的振动要至少降低 10 倍。另外，还要对传递力加以要求。普通车要求吊挂处车身受到的力在 200Hz 以内不能大于 10N，高级车不大于 5N。

对于发动机前横置汽车，在排气系统前端一般设计有柔性连接装置，如波纹管、球头节。波纹管前端靠近发动机，温度高，因此称为排气系统热端。波纹管之后则称为冷端。排气系统热端直接与动力总成连接，有时会出现称为热端弯曲的模态。

排气系统的弯曲模态有时会引起车内的轰鸣声。解决这一类噪声的主要手段是调整吊挂位置及刚度，使排气系统弯曲模态与车身弯曲、发动机激励避开，提高排气吊挂的隔振性能。有时在吊挂处安装动态减振器也是简单可行的方案。

七、车架振动

1. 独立式车架

非承载式车身具有独立的车架，在货车、大型乘用车上使用得较多。车架与车身之间通过衬套连接，衬套构成了车身的第一道隔振系统。如图 3. 3. 30 所示为独立式车架。

独立式车架属于细长框形结构，本身具有频率较低的弯曲和扭转模态。这些模态对动力总成激励和路面激励向车身的传递具有放大作用，一旦被激励起来，会引起严重的问题。

如图 3. 3. 31 所示为某款 SUV 在缓加速时的车内噪声测试结果。主观评价显示发动机转速 1500r/min 和 1800r/min 时有噪声峰值，与测试结果非常一致。通过问题排查，发现车架在 64. 5Hz 附近具有明显的弯曲模态（图 3. 3. 32）。在车架中间位置安装了 62Hz 的动态减振器后，车内噪声峰值消失。这说明正好是车架弯曲模态引起了车内的峰值噪声。

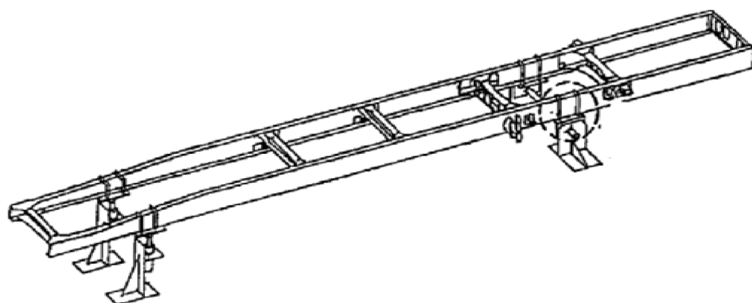


图 3. 3. 30　独立式车架

车架的模态应该在设计阶段规划好，与相关的模态和激励要避开，如车身的模态、排气系统的模态等，这样才能将风险点降到最低。

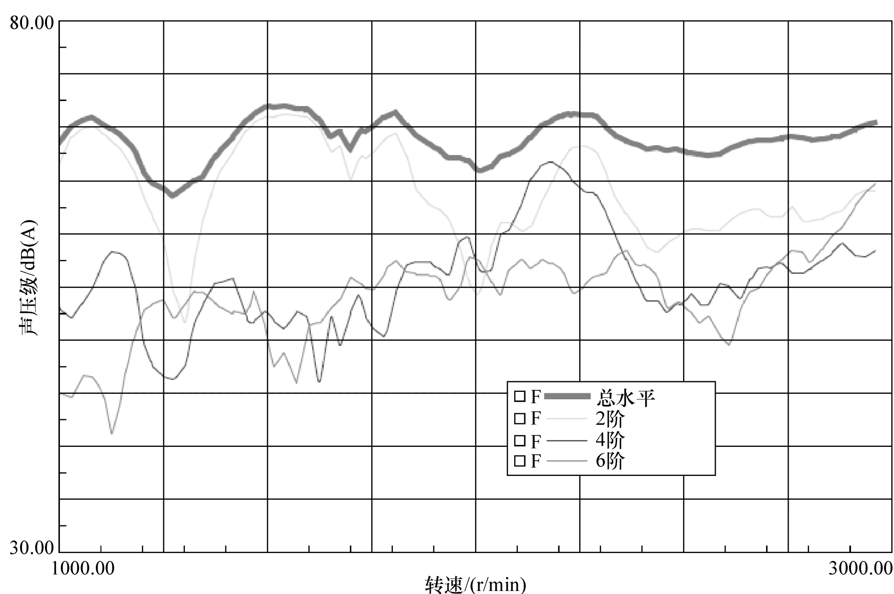


图 3. 3. 31　缓加速时车内噪声

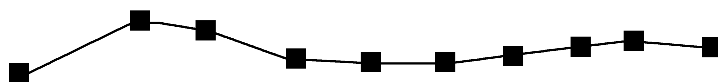


图 3. 3. 32　车架弯曲模态（64. 5Hz）

2. 副车架

承载式车身的车架与车身集成到一起，即纵梁结构。为了搭载动力总成和悬架系统，都设计有前、后副车架。副车架承担了一部分车架的功能，它是动力总成激励和路面激励的主



要传递通道，起第一道隔振作用。

而副车架本身具有弯曲和扭转模态，特别是弯曲模态，对激励传递和振动衰减起主要作用。因此，在副车架设计过程中，要尽量提高刚度，避免与发动机激励耦合。

副车架与车身的连接方式主要有两种：刚性连接和弹性连接。刚性连接是副车架与车身直接通过螺栓连接，弹性连接是指副车架与车身通过衬套连接，相对于刚性连接方式，又多了一道减振系统，特别是对于高频激励，减振效果更好。

刚性连接的副车架，要求模态处于常用发动机主阶次激励以外，否则会激起副车架模态，引起严重的问题。如图 3. 3. 33 所示为副车架模态对路面噪声的影响。如有的车型要求副车架模态不低于 180Hz。

弹性连接的副车架，除了弹性模态以外，还具有刚体模态。该模态是由副车架的重量和衬套及车身安装点的刚度决定的，一般低于 100Hz。刚体模态对激励的传递的影响也很大，对模态的分布也要重点关注。如图 3. 3. 34 所示为副车架刚性连接与弹性连接的减振效果对比。可以看出弹性连接在 100Hz 以上时具有更好的减振效果。

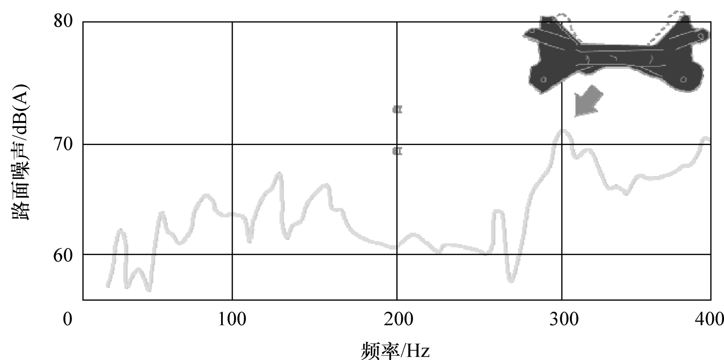


图 3. 3. 33　副车架模态对路面噪声的影响

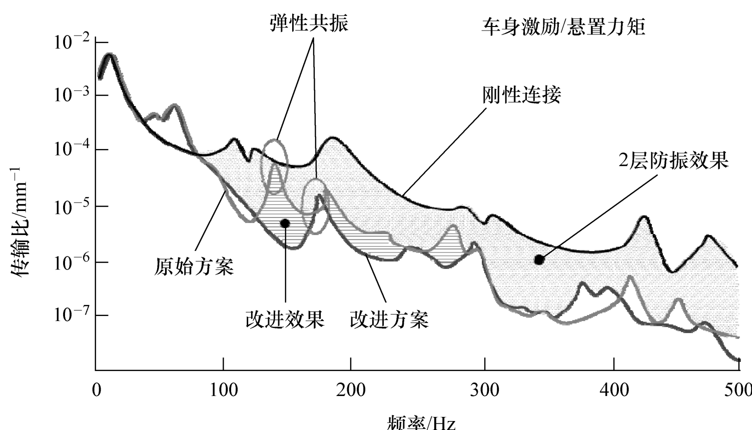


图 3. 3. 34　副车架模态与隔振效果

第四节　系统级别噪声现象

相对于振动，噪声问题更能引起人的注意，它所带来的不适感，或者伤害更加严重。如果

乘员长时间处于高噪声环境中，会对人体的健康产生影响，特别是一些高频、高响度噪声。

汽车是由多个系统构成的，每个系统都可能发出噪声。所有的系统发出的噪声汇合到一起就构成了整车噪声。控制整车目标需要从每个系统开始，对每个系统进行严格的目标设定、监控，这样才能保证最终整车级别的噪声指标。下面针对一些主要的系统噪声加以阐述。

一、发动机噪声

发动机是汽车的动力源，在输出动力的同时，其自身还会产生振动和噪声。发动机结构复杂，由成百上千的零部件构成，其中很多零部件处于运动状态。运动中的零部件相互之间存在摩擦、冲击，由此而发出了各种各样的噪声，因此，发动机噪声构成成分复杂。如图 3. 4. 1 所示为发动机噪声成分构成，可以看出，燃烧噪声在低频时占主导地位，而机械噪声则在高频时占据主导地位。

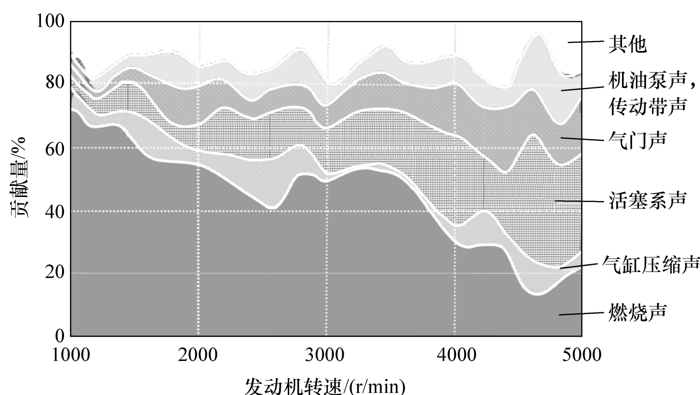


图 3. 4. 1　发动机噪声构成成分

发动机噪声是车内噪声的主要来源，以两种主要方式对车内噪声产生影响。其一是以结构传播的形式，振动通过悬置、吊挂等路径向车身传递，引起车身板件共振及车内声腔共鸣，最终形成噪声。其二是以空气传播的形式，通过车身的板件、孔洞、缝隙直接传递到车内。如图 3. 4. 2 所示为发动机噪声向车内传播过程。

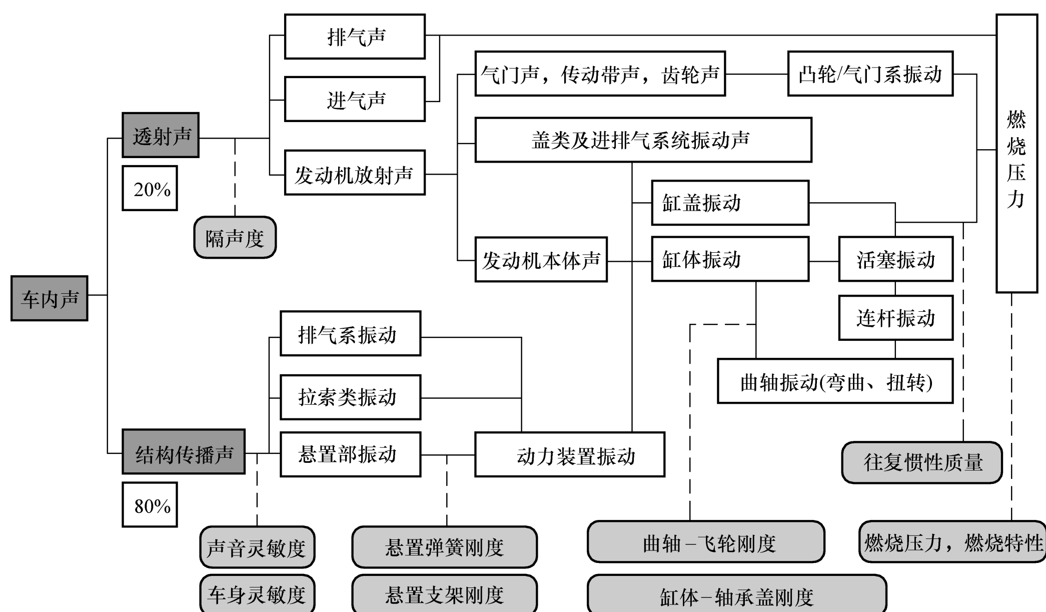


图 3. 4. 2　发动机噪声向车内的传播过程



1. 燃烧噪声

燃烧噪声是指气缸内气体燃烧形成压力波动，并通过缸盖和活塞—连杆—曲轴—缸体的途径向外辐射的噪声。由于是气缸周期性变化的压力作用而产生的，因此与发动机的燃烧方式和燃烧速度有关。燃烧噪声产生原理复杂，涉及气体动力学、燃烧化学等学科。

燃烧噪声的激励源来自于气缸内的高压气体波动，并最终通过发动机的零部件以辐射噪声的形式放射出去。特别是一些罩壳类零部件，如气门室罩、机油泵罩、油底壳、缸体裙部等表面积较大的零部件，是产生放射噪声的主要位置。如图 3. 4. 3 所示为发动机各部位对总体噪声的贡献量，示例中对两款发动机进行了对比，结果是一致的。缸体、油底壳、机油泵罩、气门室罩等部位的贡献较大。

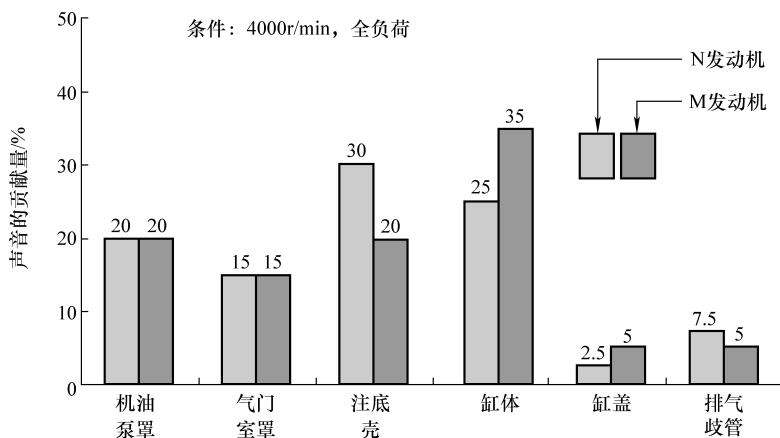


图 3. 4. 3　发动机各部位的贡献量

降低燃烧噪声的根本措施是降低压力增长率。而压力增长率取决于着火延迟期和在着火延迟期内形成的可燃混合气的数量和质量，因此可通过选用十六烷值高的燃料、合理组织喷油过程及选用良好的燃烧室来实现。

由于燃烧噪声最终要通过结构振动来产生辐射噪声，因此结构优化也是降低燃烧噪声的方法之一。图 3. 4. 4 是发动机怠速工况时测试得到的正上方 1m 位置处的噪声。通过对气门室罩进行结构加强，使得峰值噪声明显降低。图 3. 4. 5 为在发动机正下方 1m 处测试到的噪声，通过对油底壳进行结构加强后，油底壳体振动水平明显改善。

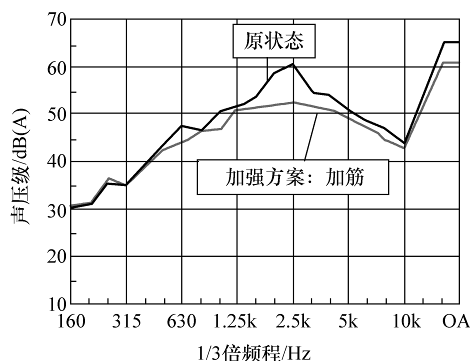


图 3. 4. 4　气门室罩加强效果

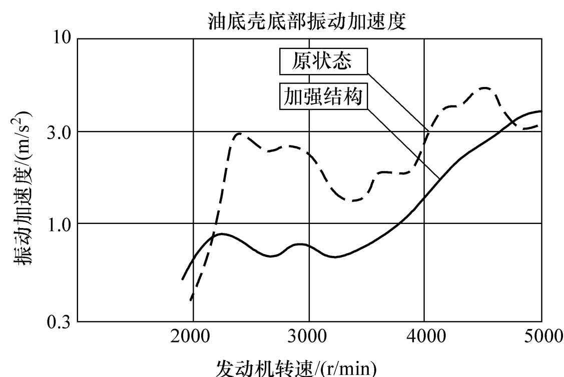


图 3. 4. 5　油底壳加强效果

2. 机械噪声

机械噪声是指活塞对缸套的敲击、正时齿轮、配气机构、喷油系统等运动件之间机械撞击所产生的振动激发的噪声。它是由发动机工作时各运动件之间及运动件与固定件之间作用的周期性变化的力所引起的，它与激发力的大小和发动机结构动态特性等因素有关。

（1）活塞敲缸噪声

活塞在气缸内高速往复直线运动，由于活塞和气缸壁之间存在间隙，使得活塞受力运动时，不可能完全沿直线运动，不可避免地对气缸产生接触、撞击。如图3.4.6所示为活塞在气缸内的运动情况。活塞对气缸壁的撞击有两种形式，一种是图a所示的平行撞击，活塞保持与气缸中心线平行的方向，整体与缸壁接触。另外一种是图b所示的单点撞击，这是由于活塞在运动过程中，由于活塞销有偏移，使得活塞向一侧倾斜而造成的。

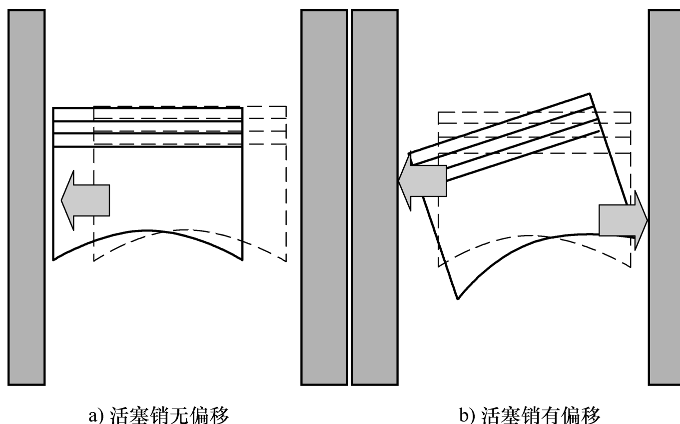


图3.4.6　活塞敲缸运动

活塞敲击气缸产生的力具有周期性，敲击力的大小和方向随着曲轴转角而变化，如图3.4.7所示。敲击力的大小与活塞运动速度、活塞与气缸之间的间隙、油膜厚度等因素有关。一些CAE软件可以对敲缸力进行模拟分析，并对相关参数的影响进行调查。

活塞敲缸噪声与敲缸力紧密相关。如图3.4.8所示为活塞敲缸噪声测试结果。降低活塞敲缸噪声的措施，根据影响其因素，常采用以下几点措施：

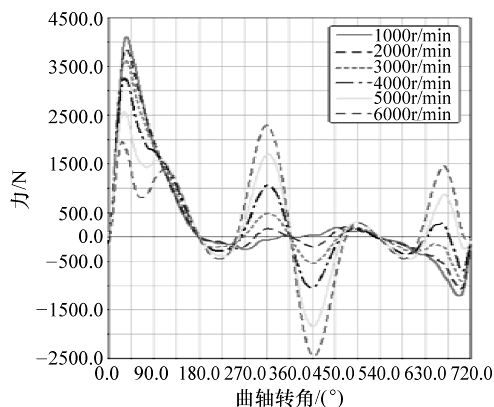


图3.4.7　活塞敲缸力

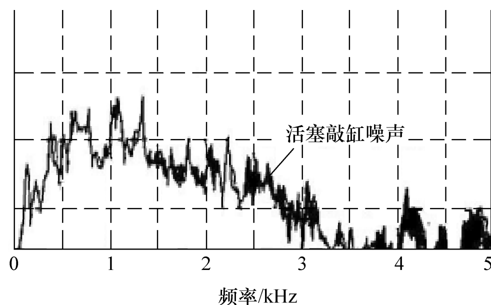


图3.4.8　活塞敲缸噪声 CAE



① 减小活塞与缸壁的间隙。减小间隙可以减小甚至消除活塞横向运动的位移量，减轻或避免活塞对缸壁的冲击碰撞，达到降噪目的。

② 活塞销孔中心偏移。将活塞销孔的位置向左偏离活塞中心线。在压缩行程终了时，活塞靠在气缸的右侧壁，由于中心左偏量的存在，在压力的作用下，活塞绕活塞销旋转，使裙部下端先靠到右侧缸壁上，进而再以左下端点为支点，绕其旋转并逐渐全部靠向左侧。这样，活塞向左的横向运动方式由原来的整体冲击变为平滑过渡，从而起到显著的降噪作用。

③ 增加活塞表面的振动阻尼。在活塞裙部表面覆盖一层可塑性材料，增加振动阻尼，从而缓冲和吸收活塞敲击的能量，降低活塞敲缸噪声。

（2）气门落座噪声

发动机工作过程中，气门反复开、关运动，对气门座产生剧烈的冲击力，有时候会产生强烈的噪声，称为气门落座噪声，听起来像是“嗒嗒嗒”的连续声音。

如图 3. 4. 9 所示为气门运动与落座噪声之间的关系。很显然，落座噪声发生在气门关闭的瞬间。如图 3. 4. 10 所示为气门落座噪声的频谱图。

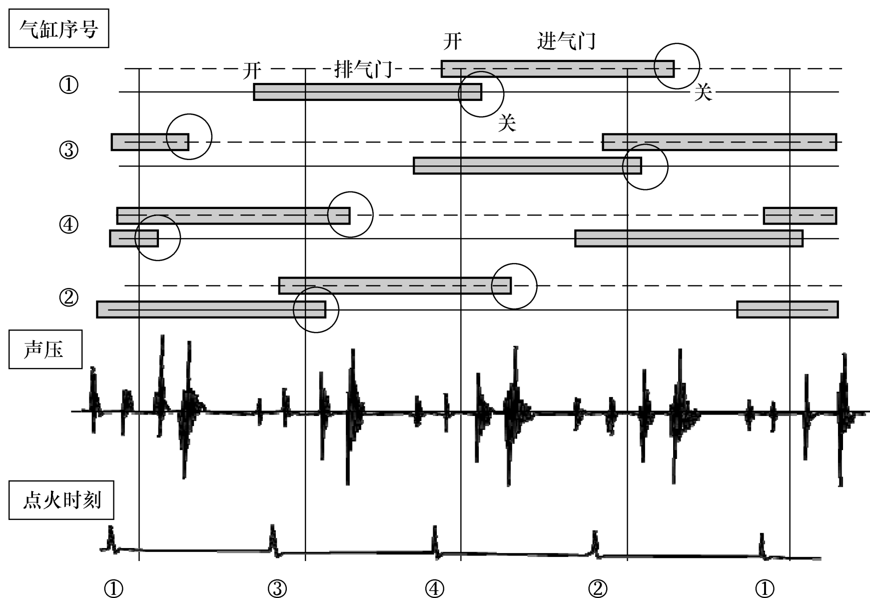


图 3. 4. 9　气门运动与落座噪声

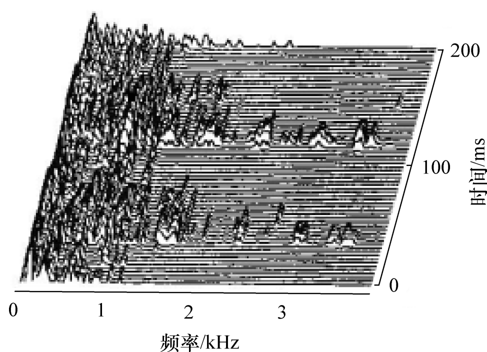


图 3. 4. 10　气门落座噪声

气门落座噪声的大小和频率特性与冲击力相关。而气门落座冲击力则与气门与气门座的配合间隙、落座速度、凸轮型线等因素相关。因此，优化凸轮型线、气门升程等参数，可以有效降低气门冲击力，进而降低气门落座噪声。

（3）喷油嘴噪声

喷油嘴噪声的发生原理：随着喷油嘴的开、关，分配管内燃料产生脉动压力。脉动压力向燃油管传播，对燃油管线施加激励，振动向车身传递，产生“kokoko”的噪声，频率约为

1500～2000Hz。如图 3.4.11 所示为喷油嘴噪声发生原理。

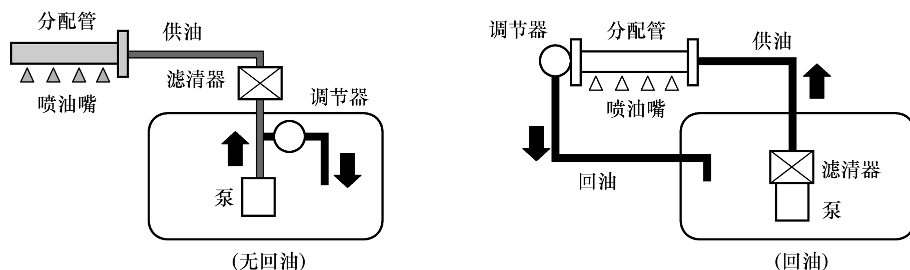


图 3.4.11　喷油嘴噪声发生原理

喷油系统是发动机的噪声源之一。其主要成分在几千赫兹以上的高频区域内，在发动机的某些部位，人耳对它们往往清晰可辨，它也是发动机噪声不可忽略的噪声源。

喷油嘴噪声是由喷油泵和高压油管系统的振动引起的，主要是由周期性变化的柱塞上部的燃油压力、高压油管内的燃油压力以及发动机往复运动惯性力激发泵体自身振动而引起的，其大小与发动机转速、泵内燃油压力、供油量及泵的结构有关。试验表明：当凸轮轴转速增加一倍时，喷油泵噪声约增加 8～15dB；燃油压力由 0 增至 150MPa 时，噪声仅增加3～4dB，说明供油量对喷油泵噪声影响较小。提高喷油泵的刚性，采用单体泵及选用损耗系数较大的材料作为泵体，可减小因泵体振动产生的噪声。

喷油嘴噪声可分为流体噪声和机械噪声。

流体噪声包括：①液压泵压力脉动激发的噪声，这种压力脉动将激励泵体产生振动和噪声，同时还将使燃油产生很大的加速度，从而冲击管壁而激发噪声；②空穴现象激发的噪声，当油路中高压力急速脉动的情况下，油中含有空气会不断地形成气泡又破灭，形成所谓的空穴噪声；③喷油系统管道的共振噪声，当油管中供油压力脉动的频率接近或等于管道系统的固有频率时，引起共振，激发噪声。

机械噪声包括：喷油泵凸轮和滚轮体之间的周期性冲击和摩擦，特别是当恢复弹簧的固有频率和这种周期性的冲击接近时，会产生共振，使噪声加剧。

如图 3.4.12 所示为怠速工况时喷油嘴噪声的改进案例。通过改善传递路径，使喷油嘴噪声有了明显的改善。

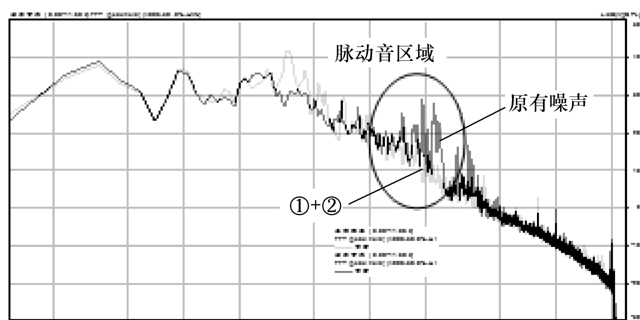


图 3.4.12　喷油嘴噪声改进

二、变速器噪声

变速器是动力传递机构，将发动机的转矩向车轮传递，驱动汽车前进。变速器结构复杂，内部有大量的齿轮、轴承、轴等零件，工作过程中会产生激励、振动和噪声。如图 3.4.13 所示为齿轮噪声的发生原理示意图。

噪声的激励源来自于齿轮啮合。传递路径包括轴、轴承、拉索类、支架等，变速器壳体局部模态被激发起来会产生辐射噪声。激励最终传递到车身，引起车身板件振动，也会发出噪声。



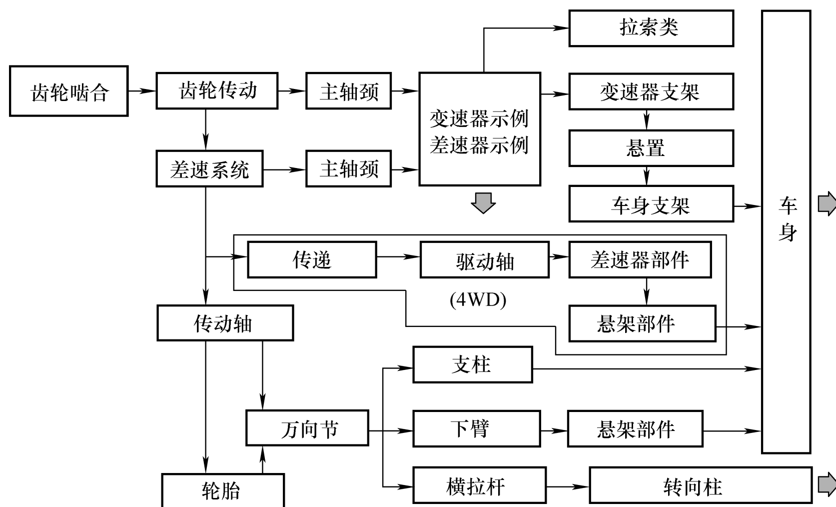


图 3. 4. 13　齿轮噪声发生原理

车辆怠速或者加速工况都有可能出现变速器噪声。特别是对于一些较高级的汽车，整体噪声已经控制得很好，因此，变速器噪声会变得很突出。轻微的变速器噪声都会被听到，引起乘员的不适感。控制变速器噪声除了在车身上采取吸声、隔声措施以外，关键还是要在根源上加以控制，降低变速器本身的噪声。如图 3. 4. 14 所示为变速器噪声的目标设定例。

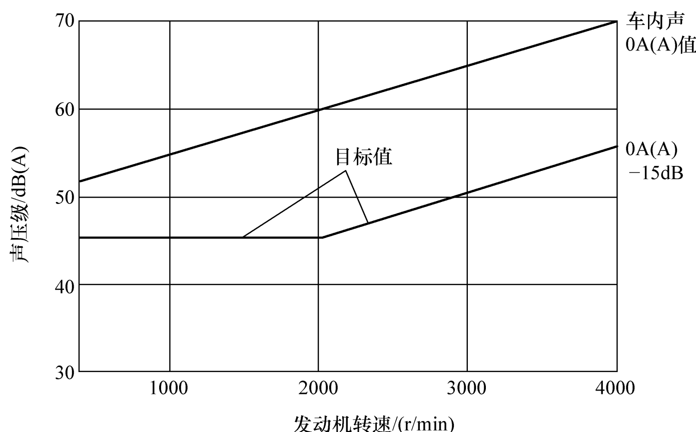


图 3. 4. 14　变速器噪声目标设定

变速器噪声主要有两种类型，啸叫声（Whine）和敲击声（Rattle）。两种噪声的发生原理和现象各不相同。

1. 啸叫声（Whine）

变速器在工作时，有一组或者多组齿轮处于相互啮合状态。相互啮合的齿轮在接触面上会产生激励。激励的大小和频率特性与轮齿的转速、齿数以及传递力矩等参数有关。

如图 3. 4. 15 所示为某车型 3 档全负荷工况时的车内噪声测试结果。经过频谱分析，了解到噪声为 20. 8 阶，并在 1380r/min（25km/h）、1600r/min（29km/h）、2000r/min（36km/h）出现噪声峰值，与主观评价结果一致。而变速器 3 档齿轮啮合频率为 20. 8，由此

可以判断正是由于齿轮啮合激励引起了峰值噪声。

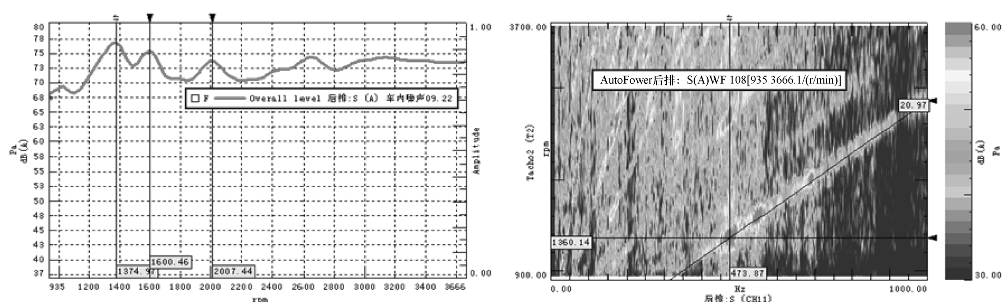


图 3. 4. 15　车内噪声与齿轮啮合激励

变速器啸叫噪声是可以测试的。测试一般要在消声室内进行，变速器安置在台架上，以电动机驱动。如图 3. 4. 16 所示为变速器齿轮啸叫噪声的测试结果。

变速器啸叫噪声的激励源是齿轮啮合激励，并最终通过轴、轴承传递到变速器壳体上，形成放射噪声。因此，控制变速器啸叫噪声应该从激励源、传递路径上采取措施。如加强变速器壳体，提高局部模态，降低壳体振动。

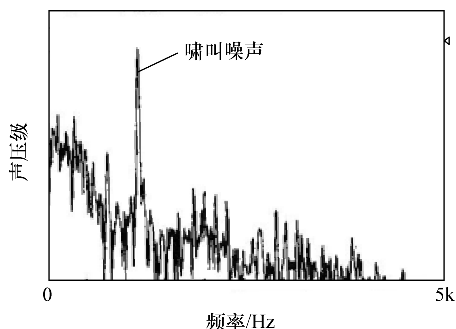


图 3. 4. 16　变速器啸叫声

2. 敲击声（Rattle）

齿轮啮合时，或多或少都存在啮合误差。如图 3. 4. 17 所示为齿轮啮合误差的产生原理。误差产生的原因之一是加工误差，它是由加工及检测设备的误差所决定的。通过设备更新、工艺进步是可以控制的。另外一个产生啮合误差的原因是齿轮本身刚度。由于齿轮本身在啮合过程中存在弹性变形，因此而产生啮合误差。

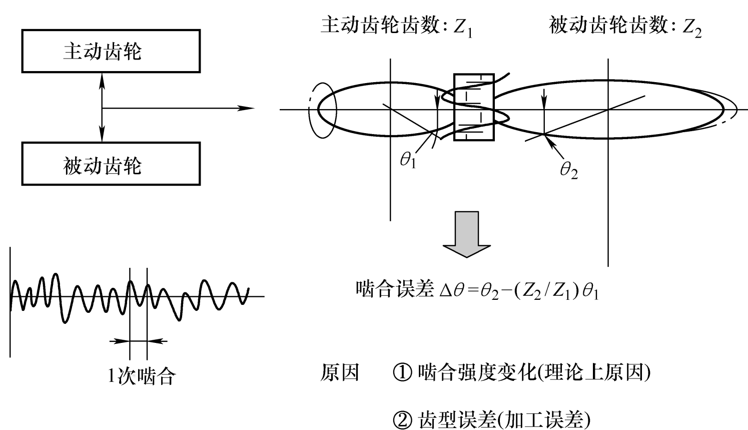


图 3. 4. 17　齿轮啮合误差

齿轮啮合误差造成齿轮间隙的存在，使得齿轮啮合时，在齿面接触处产生撞击，发生类似于“嗒嗒嗒”的噪声，称为敲击声。



齿轮敲击声在怠速及加速工况可能存在，特别是在怠速工况，由于此时车内总体噪声级别较低，因此，齿轮的敲击声变得非常明显，影响车内的声品质。

齿轮敲击噪声是由于啮合误差及间隙的存在而产生的，因此，控制齿轮敲击声的关键是减小齿轮啮合误差和间隙。如提高加工精度、安装精度，提高齿轮自身的刚度，还有的在啮合齿轮对中间安装一个专门用来消除间隙的副齿轮。

三、进气噪声

进气噪声是进气门周期性开闭引起进气管道内压力起伏变化而形成的空气动力噪声。对某些发动机而言，进气噪声有时比发动机本体噪声高出5dB左右，成为仅次于排气噪声的主要声源。如图3.4.18所示为进气口测到的噪声。

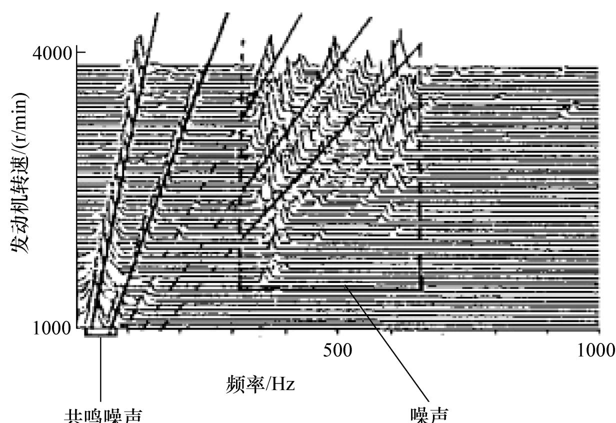


图3.4.18　进气噪声测试值

进气噪声的发生原理复杂。当进气门突然关闭时，引起进气管道中空气压力和速度的波动，这种波动由气门处以压缩波和稀疏波的形式沿着管道向远方传播，并在管道开口端和固定壁面端（关闭的气门）之间产生多次反射，在此期间进气管道中的气流柱由于振动会产生一定的波动噪声。

当进气门开启时，活塞由上止点下行吸气，其速度由零变到最大值30m/s左右，邻近活塞的气体分子必然以同样的速度运动，在进气管内会产生一个压力脉冲，从而形成强烈的脉冲噪声。另一方面，在进气进程中气流高速流过进气门流通截面，会形成强烈的涡流噪声，其主要频率成分在1000～2000Hz范围内。

进气噪声的大小与进气方式、进气门结构、缸径、凸轮型线等设计因素有关。对同一台发动机而言，进气噪声主要受转速影响，转速增加一倍，进气噪声增加10～18dB。这是由于转速增加使进气管道中的气流速度增加，同时使上述的波动噪声、脉冲噪声和涡流噪声加剧。

进气系统的总体设计对进气噪声的影响非常大。如进气管直径、空气滤清器容积和刚度、进气口的位置和朝向等。其中空气滤清器容积的影响最大。研究数据表明，空气滤清器的容积越大，对降低进气噪声越有利。但是由于发动机舱内空间有限，空气滤清器无法做得很大。

当进气系统的设计无法满足目标要求时，可以在进气系统中设置专门的吸声装置，如谐振腔、1/4波长管等。这些吸声装置具有很好的降噪效果。

四、排气噪声

当发动机的排气门突然开启后，废气会以很高的速度冲出，经排气管冲入大气，这是一个十分复杂而不稳定的过程。在此过程中产生的噪声为排气噪声。其中以废气通过气门时产生的涡流噪声最强烈。

发动机内气体燃烧时产生的压力引起排气管的振动，通过排气吊挂传递到车身，在传递过程中，如果有模态耦合时就会引起车内的轰鸣噪声。排气管和消声器的振动还会以放射噪声的形式向外传递，另外，排气管内的高温高压气体在高速流动时，也会产生冲击噪声。排气系统所产生的噪声一般可以分为排气管放射噪声、消声器放射噪声和气流噪声，每种噪声都具有各自独特的频率特性。如图 3. 4. 19 所示为排气噪声的发生原理。

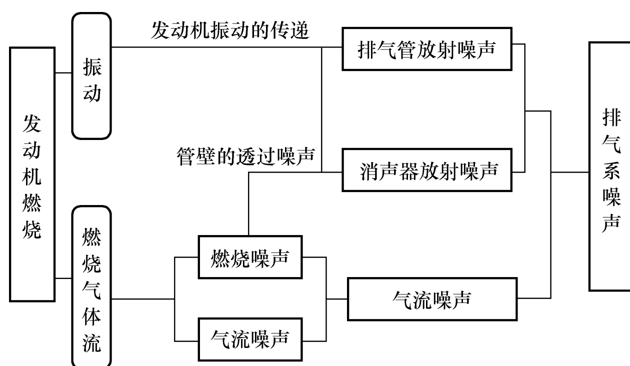


图 3. 4. 19　排气噪声产生原理

排气噪声对通过噪声和车内噪声的贡献非常大，是整车 NVH 性能设计的重点。从概念设计阶段开始，就要关注排气系统的总体布置、排气管直径、消声器容积、排气吊挂布置等。这些对排气噪声都影响很大。另外，发动机的燃烧过程对排气噪声的影响也很大，改善燃烧过程可以从根源上控制排气噪声。

结构传递对排气噪声也有一定的影响。排气系统通过吊挂与车身连接，吊挂的振动衰减能力是影响排气系统振动的关键因素。排气系统设计时，吊挂点的数量、位置、刚度都是重要设计指标，通过调整这些参数，可以将排气系统振动降低到最低限。

五、后桥异响

后桥的功能是将传动轴传递过来的发动机转矩，通过锥形齿轮改变 90°后，转变为绕后轴中心线的转矩，驱动车轮转动。后桥内部有锥形齿轮、差速器齿轮等，和变速器敲击声和啸叫一样，同样存在齿轮啮合噪声，称为后桥异响。

后桥异响的激励源来自于发动机转矩变动、传动轴夹角引起的扭转变动和驱动系扭转共振。锥形齿轮、差速器齿轮间隙的存在使得齿轮在啮合时产生冲击力。上述激励通过后桥内部的齿轮、轴、轴承传递到壳体，引起壳体局部模态，产生放射噪声。如图 3. 4. 20 为 4A/T 用后差速器（$\rho = 5.555$，50 齿/9 齿）啮合误差测试结果。图中的虚线是理论齿轮啮合误差，实线为实测值。

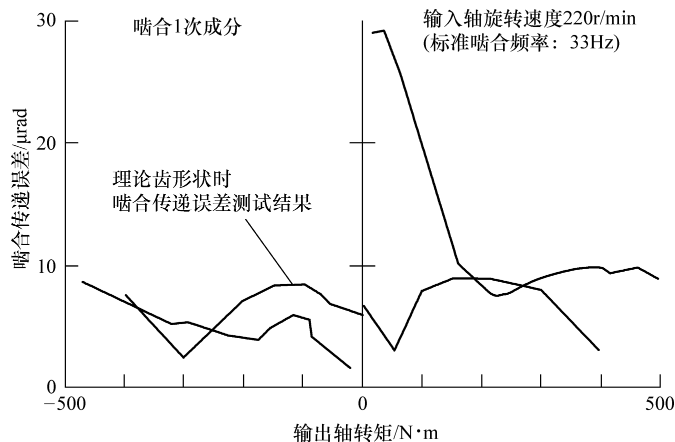


图 3. 4. 20　齿轮啮合误差

从图 3. 4. 20 中可以看到，在传递转矩为零的一刻，啮合传递误差大幅升高。这种现象称为漂浮噪声（Floating Noise），是差速器特有的一种噪声现象。

图 3. 4. 21 为差速器噪声测试值。图 3. 4. 22 为齿轮啮合误差与噪声的关系，可以看出，



啮合误差与噪声有接近线性的关系，啮合误差越大，则噪声越高。

控制后桥异响首先要从根源上入手，降低发动机转矩变动、传动轴的旋转不平衡量、齿轮的啮合误差等。差速器壳体的局部模态是产生放射噪声的主要部位，对差速器壳体进行结构优化，提高刚度，也是降低差速器噪声的手段之一。

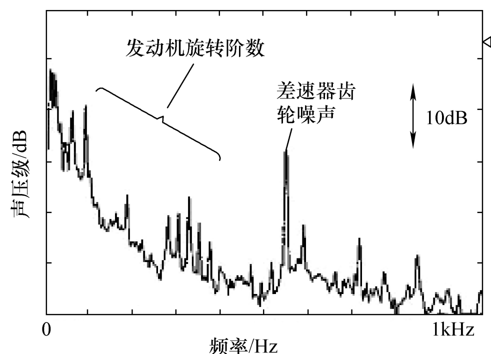


图 3. 4. 21　差速器噪声

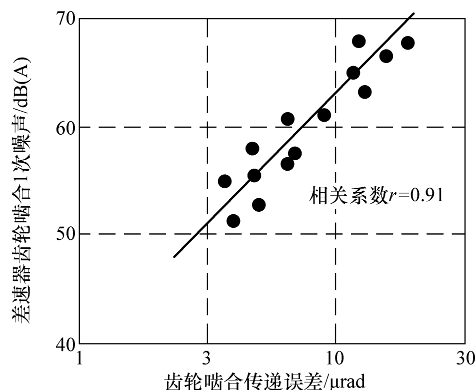


图 3. 4. 22　齿轮啮合误差与噪声的关系

六、轮胎噪声

轮胎噪声是路面噪声的主要构成成分，是车辆高速行驶时的主要噪声源。从产生原理上来划分，轮胎噪声包括泵气噪声、橡胶撞击噪声、轮胎结构振动噪声和摩擦噪声。

所谓泵气效应是指轮胎高速滚动时引起轮胎变形，使得轮胎花纹与路面之间的空气受挤压，随着轮胎滚动，空气又在轮胎离开接触面时被释放，这样连续的“挤压释放”，空气就迸发出噪声，而且车速越快噪声越大，车辆越重噪声越大。

泵气噪声与轮胎的表面花纹结构、沟槽形状和容积有关。如图 3. 4. 23 所示为两种轮胎的泵气噪声对比。测试车辆以 50km/h 的速度行驶，测试值为轮胎近点噪声。

橡胶撞击噪声是指车轮在路面上滚动时，轮胎表面的橡胶与路面相互挤压、撞击，特别是凸凹不平路面、路面上有小石子时，撞击力更大。此时发出的噪声称为橡胶撞击噪声。橡胶撞击噪声属于高频噪声，通常在 1000Hz 以上频段。

轮胎结构振动噪声是指车辆在路面上行驶时，轮胎会受到多种力和力矩的作用，在这些激励的作用下，轮胎产生变形，激发固有模态，产生放射噪声，噪声的频率约为 300 ~ 1000Hz。如图 3. 4. 24 所示为轮胎胎壁振动与轮胎噪声的测试结果，二者具有高度的一致性。

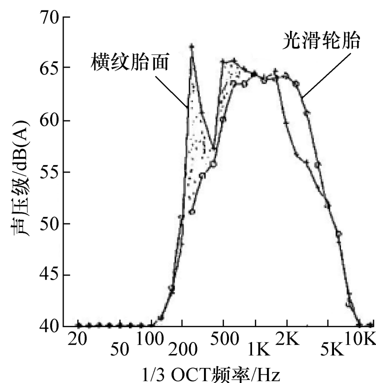


图 3. 4. 23　泵气噪声

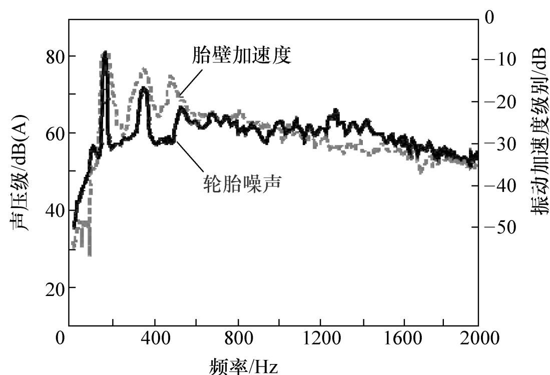


图 3. 4. 24　轮胎结构振动噪声

轮胎结构振动噪声与轮胎的模态紧密相关。当轮胎的模态受到激励时，如果激励与轮胎模态一致，将会引起轮胎结构振动，产生放射噪声。图 3. 4. 25 所示为轮胎的模态。

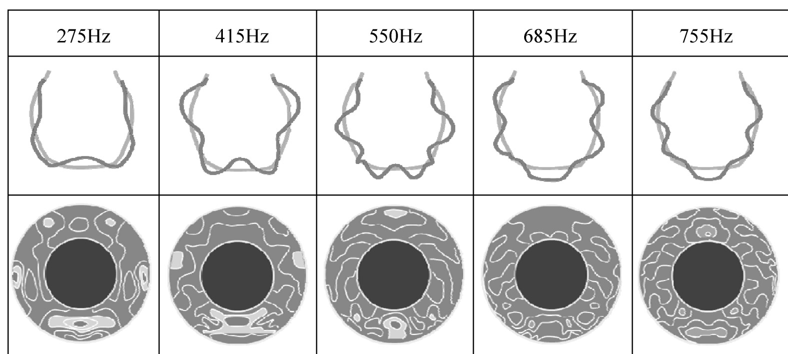


图 3. 4. 25　轮胎模态

摩擦噪声是指轮胎与路面因摩擦而产生的噪声，多发生在紧急制动、转向时，噪声频率为 1000 ~ 2000Hz。

七、制动噪声

制动系统振动噪声问题根据频率范围，可以分为以下三类，如图 3. 4. 26 所示。

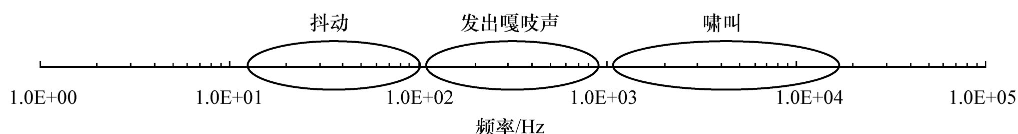


图 3. 4. 26　制动系统振动噪声问题分类

1. 制动抖动（Judder）

通常制动抖动发生的频率在 100Hz 以下，表现为车身前后抖动和制动踏板蹿动，严格地讲它属于振动范畴。

2. 嘎吱声（Groan）

它是由制动系统运动副之间的黏滑摩擦运动产生的中高频噪声，一般在 100 ~ 1000Hz 范围内，也称为低频啸叫。

3. 啸叫声（Squeal）

它是由制动系统运动副之间的自激振动而产生的高频噪声，一般在 1000Hz 以上，并在制动系统零部件的模态影响下被放大，也称为高频啸叫。

制动噪声发生的原因，是摩擦表面的物理、化学变化，依赖于声学特性，反映了相互接触的两个表面的动态接触状况，也就是说，与摩擦表面的动态稳定性相关。所产生的激励的大小，与摩擦温度、摩擦材料特性这两个参数相关。在这些激励的作用下，受制动鼓、制动蹄以及制动盘等构成部件的固有振动模态、频率、结构衰减等特性的影响，产生共振时振幅被放大，形成呈高频特性的放射噪声。



制动系统的构成部件固有模态高，因此，制动噪声表现为100Hz~10kHz高频特性。为了了解其发生原理，可以通过试验的方法，对频率较低的噪声成分，对制动系统的组成部件进行模态测试及振动特性分析加以验证。另外，频率较高的构成成分，主要是接触表面因没有完全接触而产生的自激励摩擦造成的。即使查明了产生原因，在实际中要想解决这些问题是很困难的。例如，为了解决因干摩擦而产生的制动噪声，一般都是从制动机构和摩擦材料这两方面入手。

换用新的摩擦片以后，在时间上具有一定的稳定性且包含多个频率成分的制动噪声发生时，多是由于制动机构的共振现象造成的，另外，长时间使用后，摩擦片的频率不稳定声学特性成为噪声的主要原因。

激励的主要原因有两方面：热变形和摩擦特性。热变形是指摩擦材料和振动部件的热变形、冷却性能等。摩擦材料特性是指$\mu-v$特性、压缩变形、硬度衰减率等，如图3.4.28所示。

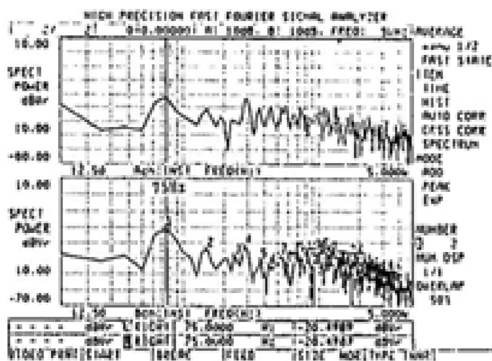


图3.4.27　制动噪声

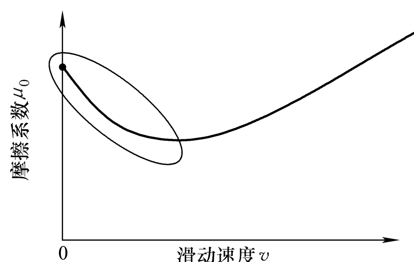


图3.4.28　材料的摩擦特性

摩擦片的$\mu-v$特性对制动性能和制动噪声有着相反的影响，需要对其进行详细分析，以确定最佳平衡方案。另外，确保摩擦片的滑动面表面精度，或者通过外端面处理以防止端面接触等，保证摩擦面的使用耐久性，这些项目在设计阶段都是需要详细论证的。

解决制动噪声要有针对性的措施，根据噪声产生的机理而采取有效的措施。如前所述，制动噪声与制动系统的结构、摩擦材料、使用环境等因素相关。因此，解决制动噪声要因地制宜，首先查明噪声产生的原因，然后才能制定解决方案。

八、泵类噪声

1. 机油泵噪声

机油泵噪声是由于机油的压力波动而产生的，并通过配管以结构噪声的形式向外传播。机油脉动压力过大时，通常利用共振的原理来降低噪声，但是这需要精准的计算和实验。另外，齿轮式机油泵的齿轮啮合而产生的车外噪声、车内噪声，都和齿型的精度、齿面的间隙等参数有关，在设计时需要注意。而对于因流体脉动而产生的噪声，一般可以通过对配管系的防振处理来降低噪声的传递。

机油泵壳体辐射噪声有时也会出现。这是由于受到激励后，壳体的局部模态被激发起来而产生的放射噪声。对壳体进行结构强化，如增加局部厚度、加筋等措施是解决此类噪声的有效手段。

2. 燃油泵噪声

燃油泵多数是电动泵，泵体发出的噪声不仅仅是空气传播噪声，还包括由机油泵罐体的壁、泵体安装面等处因振动而产生的放射噪声。

喷油系统是发动机的噪声源之一。其主要成分在几千赫兹以上的高频区域内，在发动机的某些部位，人耳对它们往往清晰可辨，它也是发动机噪声不可忽略的噪声源。

燃油泵噪声是由喷油泵和高压油管系统的振动引起的，主要是由周期性变化的柱塞上部的燃油压力、高压油管内的燃油压力以及发动机往复运动惯性力激发泵体自身振动而引起的，其大小与发动机转速、泵内燃油压力、供油量及泵的结构有关。试验表明：当凸轮轴转速增加一倍，喷油泵噪声约增加 8 ~ 15dB，燃油压力由 0 增至 150MPa 时，噪声仅增加 3 ~ 4dB，说明供油量对喷油泵噪声影响较小。提高喷油泵的刚性，采用单体泵及选用损耗系数较大的材料作为泵体，可减小因泵体振动产生的噪声。

燃油泵噪声可分为流体噪声和机械噪声。流体噪声又可分为：

1）液压泵压力脉动激发的噪声。这种压力脉动将激励泵体产生振动和噪声，同时还将使燃油产生很大的加速度，从而冲击管壁而激发噪声。

2）空穴现象激发的噪声。当油路中高压力急速脉动的情况下，油中含有的空气会不断地形成气泡又破灭，形成所谓的空穴噪声。

3）喷油系统管道的共振噪声。当油管中供油压力脉动的频率接近或等于管道系统的固有频率时，引起共振，激发噪声。

机械噪声包括：喷油泵凸轮和滚轮体之间的周期性冲击和摩擦，特别是当恢复弹簧的固有频率和这种周期性的冲击接近时，会产生共振，使噪声加剧。

九、风扇噪声

风扇起动时，常常会发出较大的噪声，是车内噪声的主要来源之一。根据其产生原理，风扇噪声包括旋转噪声和涡流噪声两种。

1. 旋转噪声

旋转噪声又称为叶片噪声，是由于旋转着的叶片周期性地切割空气，引起空气的压力脉动而产生的。其基频 f（Hz）为：

$$f = inz/60 \tag{3.1}$$

式中，z 为风扇叶片数；n 为风扇转速，（r/min）；i 为 1，2，3…。

研究表明，风扇的风量越大，其噪声也就越高，风扇直径的大小、转速的高低直接影响风扇噪声。因此，为了保证需要的风量，适当地增大直径、减小转速是适宜的。风扇风量的大小是根据内燃机的散热量来确定的，从降噪的角度考虑，增强内燃机及其冷却系统的散热能力，可以减小风扇风量，降低噪声。

2. 涡流噪声

风扇转动使周围气体产生涡流，此涡流由于黏滞力的作用又分离成一系列的小涡流。这些涡流及其分离过程使空气发生扰动，形成压缩与稀疏过程，从而产生涡流噪声。其频谱峰的频率 f(Hz）为：

$$f = kv/d \tag{3.2}$$

式中，v 为风扇圆周速度，m/s；d 为叶片在气流入射方向上的厚度，m；k 为常数，k = 0.15 ~ 0.22。



显然，频率 f 与 v 成正比，但旋转叶片上的圆周速度随与圆心距离不同而连续变化，所以涡流噪声呈明显的连续谱特征。

风扇噪声随转速增加而迅速提高，转速提高一倍，声压级增加 11～17dB。通常在低转速时，风扇噪声比发动机本体噪声低得多，但在高转速时，风扇噪声往往成主要甚至最大的噪声源。

控制风扇噪声的措施：

1）选择适当的风扇与散热器之间的距离。一般取 100～200 ㎜，能很好地发挥风扇的冷却能力，又能使噪声最小。

2）改进风扇叶片形状，使之有较好的流线形和合适的弯曲角度，降低其附近的涡流强度，达到控制噪声的目的。

3）试验表明，叶片材料对其噪声有一定的影响，铸铝叶片比冲压钢板的噪声小，而有机合成材料叶片比金属的噪声小。

4）设置风扇离合器，使之在必要的时候工作，不仅可减少发动机功率损耗和使发动机经常处在适宜的温度下工作，而且起到降噪的作用。

5）令叶片非均匀分布。由于叶片均匀分布的风扇，往往会产生一些声压级很高的成分，采用非均匀分布，可避免这种情形。例如：四叶片风扇的叶片间夹角布置为 70°和 110°，则可有效降低风扇噪声谱中那些突出的线状尖峰，使噪声谱变得较为平坦，从而起到降噪作用。

十、空调压缩机噪声

当打开车载空调时，车内噪声显著升高，严重的会引起耳部的不适。空调起动时，会消耗一部分发动机功率，使发动机转速提高，以弥补损失的功率。发动机转速的提高，则其产生的激励的频率也相应上升。对于一般的汽车来说，空调的起动能使发动机的转速至少提高 50r/min，例如发动机怠速转速设计值为 700r/min，空调起动后，就会提高到 750r/min。发动机激励频率的提高有可能激发起一些潜在的模态。因此，在汽车开发阶段，就要充分考虑到这一点，确定发动机怠速工作范围时，应该把空调及其他一些辅助机构的影响考虑进来。

当然，对于一些高质量的空调压缩机来说，起动后所消耗的发动机功率低，对于发动机转速没有影响或者影响很小。空调的起动对于车内噪声并不会造成明显的影响。

压缩机是汽车空调制冷系统的心脏，其作用是将蒸发器出来的低温低压气态制冷剂压缩成高温高压气体，排放到冷凝器，维持制冷剂在制冷系统中的循环流动。

考虑到压缩机的作用，压缩机应具有制冷能力强、节约动力、体积小、重量轻、能够在高温下工作、起动平稳、振动小和噪声低等性能要求。

另外，空调压缩机作为动态的旋转机构，其自身也会产生振动和噪声问题。虽然目前多数汽车公司都是直接采购成品空调压缩机，压缩机的设计、制造、检测都交由供应商负责，但是汽车公司作为最终的产品使用方，应该对产品有完善的采购流程。如在采购合同中明确规定产品的型号、规格、性能，其中就包括振动噪声性能，需要供应商提供完整的测试报告，还要不定期开展一些产品抽检、制造检验能力的考察等，还有的汽车公司会把重要的供应商纳入到自身的开发体系中来，要求供应商全面参与整车的设计开发，做到产品与整车的无缝对接。

第二篇　汽车 NVH 性能开发方法

第四章　汽车 NVH 开发流程

汽车公司必须不断推出新产品，才能保证在市场上具有竞争力。一辆汽车是由成千上万个零部件构成的，结构复杂、技术难度大，汽车公司需要投入大量的人力、物力和财力，并且需要花费几年的时间才能完成。一项新产品从立项开始，经过概念设计、对标分析、正向工程设计、实验验证等过程，每一个环节都与 NVH 性能相关。统计数据表明，汽车公司约三分之一的研发费用是用在 NVH 性能上的。

现在的顾客对汽车 NVH 性能要求越来越高。提高产品的舒适性可以保证优良的市场竞争性。现在的汽车公司都在 NVH 性能方面投入了大量的人力、物力，组建专门的 NVH 机构，专门进行 NVH 性能开发，解决 NVH 问题。

新产品的 NVH 性能取决于四个要素。

一是公司的技术实力。这一点是无须质疑的。一个强大的设计团队是推出优秀产品的基本条件，因此各大汽车公司都非常重视研发能力，每年投入巨额的研发费用，聘用优秀的技术人员，购买设备，培养专业人才。

汽车上有大量的零部件是从供应商处直接采购的，因此，供应商的技术水平对新产品性能也有着直接的影响。有不少汽车公司直接将供应商纳入研发体系，全程参与产品研发。其中有一些系统的供应商，掌握着更为先进的技术，通过合作的方式，不但能够直接获得产品，还可以在研发过程中培养自己的工程师。

二是政府法规。汽车 NVH 方面的法规只有车外通过噪声要求。针对不同级别的汽车，其标准是不同的。并且车外通过噪声呈现越来越严格的趋势。汽车公司想要将一款新产品推向市场，就必须通过车外通过噪声法规测试。而法规指标的高低则会直接影响新产品的研发周期和成本。为了保证新产品能够顺利通过法规，各大汽车公司都会设置专门的部门和人员负责车外噪声的设计和整改。

三是顾客的感受。汽车最终是要直接面对顾客的，而对于顾客来说，对他影响最大的当属 NVH 性能。当前，汽车已经走进千家万户，许多人每天都要和汽车打交道，因此，人们对汽车产品的感受也越来越敏感，很多人对于常见的 NVH 现象已经耳熟能详。

四是竞争对手的水平。汽车市场上的商品多种多样，每个级别的车都有多种款式，有进口、合资和自主品牌。产品竞争相当激烈。为了能在市场上占有一席之地，各大汽车公司都在产品质量和服务上投入巨大力量。而汽车 NVH 性能是代表舒适性的重要指标，为了保证自己的产品达到或者超过竞争对手的水平，选择一个适当的标杆是非常必要的。所选择的标杆车的水平，决定了将要开发的新产品的性能。

第一节　概念设计

新产品的开发由领导层面来决策。决策的前提是要有充分的调查和论证，以帮助公司决策层做出正确的判断。市场调查有多种渠道，如有的汽车公司内部有专门的部门和人员从事这项工作，搜集各种信息，经过筛选后提供给主管部门。市场上还有专业的咨询公司，专门

从事市场调查工作，他们一般在市场调查方面更具有专业性，其积累的数据资料和掌握的信息资源更加广泛。所雇用的人员都是有着丰富经验的职业咨询师，有着深厚的市场资源和敏锐的观察力，往往能给出令人意想不到的结论。

例如，某汽车公司计划在一个平台上开发多款车型，包括 SUV、三厢轿车、两厢轿车。为了准确定位产品在市场上的位置，特聘请一家专业的咨询公司进行市场调查。咨询公司首先对 SUV 产品的市场概况进行了调查，如表 4.1.1 所示。

表 4.1.1　SUV 车型市场调查

级　别		微　型	紧凑型	中　型	大　型
分类标准	排量	<1.5L	1.5~2.5L	2.0~3.0L	>3L
	轴距	<2.5m	2.3~2.7m	>2.7m	>2.8m
国产车型		特锐 众泰 2008 众泰 5008 瑞琪 X1 哈弗 M1 哈弗 M2	RAV4 CRV 哈弗 H3 科帕奇 猎豹 CS7 欧蓝德 途观 途胜 逍客 IX35	奥迪 Q5 汉兰达 吉奥 猎豹 陆霸/雷驰 陆风 开拓者 帕杰罗 帕杰罗速跑 特拉卡	昂科雷 普拉多 凯迪拉克 ESCA-LADE 兰德酷路泽
进口车型		铃木吉姆尼	神行者 爱腾 指南者 索兰托 森林人 FJ Cruiser 英菲尼迪 EX 科雷傲	揽胜 宝马 X1/X3 翼虎 奔驰 GLK 雷克萨斯 RX 大切诺基 帕杰罗 沃尔沃 XC60	卡宴 途锐 奥迪 Q7 奔驰 M/GL 宝马 X5/X6 沃尔沃 XC90 发现者 雷克萨斯 LX

市场上的 SUV 车型可谓是林林总总，每种级别的车型都有多种款式，每种车型的价格也都各不相同，涵盖了从低级到高级的各个价位。

接下来又对市场上 SUV 车型的需求进行了调查，调查结果如图 4.1.1 所示。调查结果显示，国内市场对 SUV 的需求从 2008 年开始有了阶段性的增加，并呈现逐年增多的趋势。最新统计数据显示，2013 年 SUV 总销量比 2012 年同比增长 50.8%，而小型 SUV 同比增幅达到 99.1%。而 SUV 之所以火爆，很大程度是它具备不少轿车没有的优势，比如良好的道路通过性、宽敞的空间，因此人们觉得购买 SUV 是“一步到位”。此外，SUV 也不断在电影、海报、电视剧、大街小巷上出现，会影响一些潜在消费者。

在产品概念设计阶段，需要对未来新产品在市场上的定位有准确的预测，以下几个方面是与整车 NVH 性能相关的，在概念设计阶段就需要详细论证。

一、整车 NVH 目标

开发一部新车，需要设定几百个 NVH 目标，有整车级别的，有系统级别的，也有零部



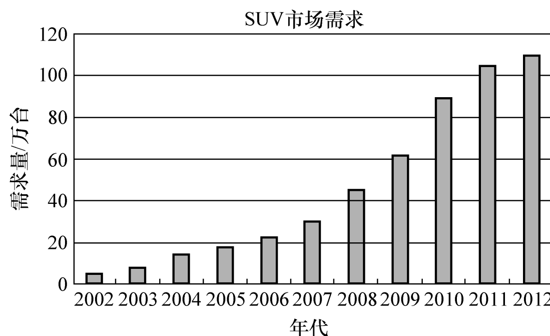


图 4. 1. 1　国内市场对 SUV 车型的需求量统计

件级别的，如图 4. 1. 2 所示。在产品开发过程中，始终以达成目标为准则。NVH 目标的设定必须全面、准确且具有可执行性，这样最终才能生产出具有市场竞争力的产品。整车级别 NVH 目标如怠速振动、怠速噪声、缓加速噪声、急加速噪声、路面噪声。系统级别 NVH 目标如进气噪声、排气噪声、轮胎噪声、动力总成噪声、风扇噪声、转向盘振动、座椅振动等。

NVH 目标设定以合适为原则，所设定的目标既要在市场上具有一定的竞争力，还不能太高，否则会增加开发成本和时间，降低产品的性价比，反而使产品在市场上的竞争力下降。

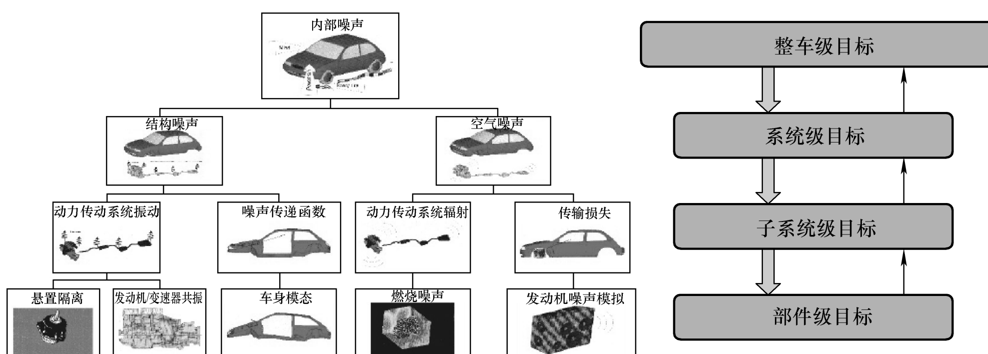


图 4. 1. 2　汽车 NVH 目标设定

选择市场上一款同水平的竞争车作为新产品的性能目标是最便捷的途径，各大汽车公司内部停放的其他公司的车辆足以证明这一点。性能参考车的选择非常重要，应该首选市场上销量好、NVH 性能优秀的产品，并且价格、购买群体大致相当。以标杆车为参考，新产品应该在总体上不低于标杆车，甚至在某些个别项目上还要占有一定的优势。这样生产出来的产品才具有较大的竞争力。

二、动力总成

动力总成作为汽车上最主要的激励源，对汽车 NVH 性能影响最大。无论是车内噪声还是车外通过噪声，动力总成的贡献都是最大的。因此，大量的减振降噪新技术、新工艺、新材料、新设备被应用在动力总成上。

1. 动力总成激励类型

动力总成在工作时，其自身会产生振动和噪声。振动会通过悬置、排气吊挂等连接部位向车身传递，进一步引起车身振动和车内噪声。而动力总成辐射出来的噪声还会通过车身空隙直接向车身传递，引起车内噪声，或者向大气中散射，形成车外通过噪声。

动力总成上有大量的运动零部件，如曲轴、连杆、活塞、齿轮、各种泵类等。这些零部件在运动过程中会产生撞击、变形、摩擦等。机械运动会直接产生激励，引起发动机本体的振动，通过悬置系统向车身传递。零部件本身还具有自然模态，并且呈现高频特性。当这些模态被激励起来时，它所激发的能量非常高，会进一步加剧振动。

发动机气缸内有高温高压燃气，其压力呈现周期性变化，如图 4. 1. 3 所示。这些燃气在工作过程中所产生的激励非常大，频率也非常高。高温高压燃气本身也会产生气动噪声，直接向外界空间传递。同时，燃气还会对气缸、活塞产生力和转矩，这些激励也是动力总成产生振动和噪声的根源。图 4. 1. 4 所示为几款发动机的转矩变动实际测量值（D 位工况）。

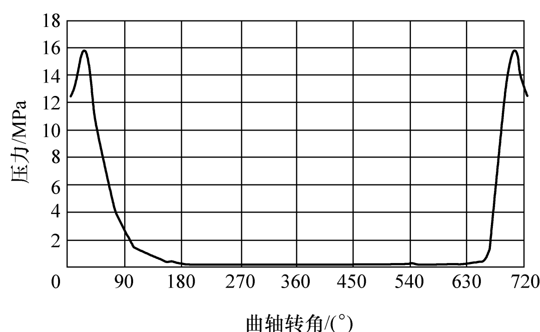


图 4. 1. 3　发动机气缸内压力曲线

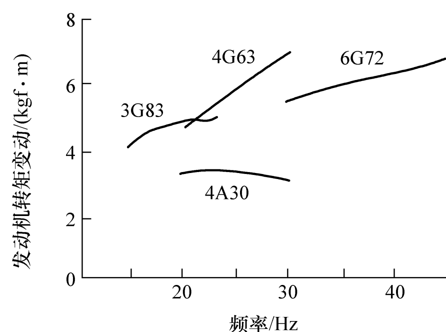


图 4. 1. 4　实测发动机转矩变动值

不同类型的发动机，所产生的激励也是不同的。如常用的四缸发动机，其主要激励是往复运动质量产生的往复惯性力，和气体爆发时产生的倾覆力矩，并且以二阶成分为主，随着阶次的升高，其幅值也越来越小。而一些奇数次成分，如 1 阶、3 阶等，则由于发动机本身的结构形式而相互抵消。对于三缸发动机来说，其主要激励则是 1. 5 阶的倾覆力矩（Roll）、1. 0 阶的侧倾力矩（Pitch）和摇摆力矩（Yaw）。如果发动机本身带有平衡机构，那么某些特定的激励会被平衡机构抵消，从而使发动机在工作过程中更加平稳。三缸发动机由于结构上的缺陷而存在许多不平衡激励，因此多数三缸发动机都设计有平衡轴，这样一部分激励会被平衡掉。图 4. 1. 5 是多种类型发动机的激励形式统计。图中以直列 4 缸发动机的往复惯性力、往复惯性力矩和气体爆发力矩为基准值，其他方向和阶次的力或者力矩所占的比例。例如，以直例 4 缸发动机的 2 阶往复惯性力（F_z）为 1N，则同一发动机的 4 阶往复惯性力为 0. 022N。再例如，以直例 4 缸发动机的 2 阶气体爆发产生的力矩为 1N · m，则同一发动机的 4 阶气体爆发产生的力矩为 0. 32N · m，其他的以此类推。

还有一些车型上采用了水平对置发动机，如斯巴鲁全系列、保时捷卡宴等。

如果将直列发动机看成是夹角为 0°的 V 形发动机，那么当两排气缸的夹角扩大为 180°时，那就是水平对置发动机了。所有的气缸呈水平对置排列，就像是拳击手在搏斗，活塞就是拳击手的拳头（当然拳头可以不止两个），你来我往，毫不示弱。水平对置发动机的英文名（Boxer Engine）意义就是“拳击手发动机”，可简称为 B 型发动机，如 B6、B4，分别代



(1) 往复惯性质量的激振力

	F_x	F_y	F_z 1次	2次	3次	4次	5次	…
直列4缸	0	0	0	1	0	0.022	0	…
直列6缸	0	0	0	0	0	0	0	…
直列8缸	0	0	0	0	0	0.022	0	…
90°V8缸	0	0	0	0	0	0.015	0	…

(2) 往复惯性质量的激振力矩

	M_z 1次	2次	3次	4次	5次	…	M_x	M_y
直列4缸	0	1	0	0.013	0	…	0	0
直列6缸	0	0	0.39	0	0	…	0	0
直列8缸	0	0	0	0.012	0	…	0	0
90°V8缸	0	0	0	0.011	0	…	0	0

(3) 燃烧压力激振力矩

	M_{comb} 1次	2次	3次	4次	5次	…
直列4缸	0	1	0	0.32	0	…
直列6缸	0	0	0.64	0	0	…
直列8缸	0	0	0	0.32	0	…
90°V8缸	0	0	0	0.32	0	…

图 4. 1. 5　不同发动机的激励类型

表水平对置 6 缸和 4 缸发动机。由于相邻两个气缸水平对置，可以很简单地相互抵消振动，使发动机旋转更平稳。水平对置发动机的重心低。由于它的气缸为“平放”，而不是像 V 形或直列发动机那样“斜放”或“立放”，因此降低了汽车的重心，同时又能让车头设计得又扁又低。这些因素都能增强汽车的行驶稳定性。由于水平对置发动机本身就左右对称，因此它可使变速器等放置在车身正中，让汽车左右重量对称，而不会像大多数汽车那样重心偏向一侧。水平对置发动机的动力输出轴方向与传动轴方向一致，因此不需要改变动力传递方向或利用齿轮传动，而是可以直接与离合器、变速器对接，动力传递效率较高，使汽车的起跑和加速更迅猛。水平对置发动机的缺点是维修不方便，而且各缸点火间隔独特，使其排气声响比较怪异，普通汽车极少装配水平对置发动机。

现在世界上只有德国保时捷和日本富士两家车厂仍生产这种发动机。

动力总成的类型在概念设计阶段就应该确定下来。常用的动力总成包括三缸发动机、四缸发动机、六缸发动机、八缸发动机，其中六缸发动机和八缸发动机通常是 V 形结构形式，以减少占用空间。不同类型发动机的激励形式是不同的，因此对于悬置系统的要求也是不同的。

2. 动力总成布置方式

动力总成在车上的布置也有很多种形式，如前置、中置和后置，其布置方向也多有不同，如横置、纵置和后置。

（1）前置发动机

前置发动机，即发动机位于前轴之前。前置发动机的优点是简化了车子变速器与驱动桥的结构，特别是对于目前占绝对主流的前轮驱动车型而言，发动机将动力直接输送到前轮上，省略了长长的传动轴，不但减少了功率传递损耗，也大大降低了动力传动机构的复杂性和故障率，如图 4. 1. 6 所示。

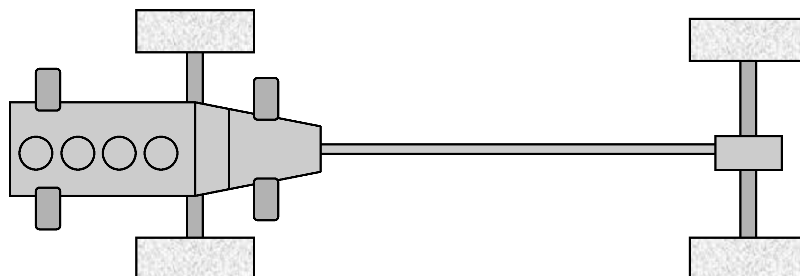


图 4. 1. 6　前置发动机

另外，将发动机置于驾驶人的前方，在正面撞车时，发动机可以保护驾驶人免受冲击，从而提高了车辆的安全性。

（2）中置发动机

中置发动机，即发动机位于车辆的前后轴之间，一般驾驶舱位于发动机之前或之后。可以这么说，中置发动机的汽车肯定是后轮驱动或者四轮驱动。

汽车在转弯时，汽车各个部分因为惯性都会向弯外移动，发动机是质量最大的部分，所以发动机因惯性而对车体的作用力对汽车在弯中的转向有至关重要的影响。发动机中置的特点就是将车辆中惯性最大的发动机置于车体的中央，这样可以使车身重量分布接近理想平衡状态。一般来说，只有那些超级跑车或者讲究驾驶乐趣的跑车才采用中置发动机。另外一些微型面包车也是发动机中置的，如图 4. 1. 7 所示。

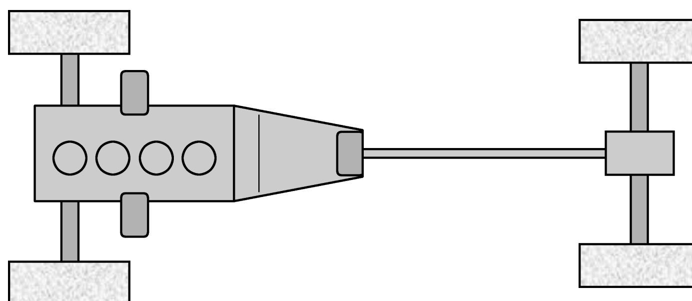


图 4. 1. 7　中置发动机

当然中置发动机也有缺点，由于发动机中置，导致车厢狭窄，不能布置较多座位，另外，由于驾乘人员离发动机太近，因此噪声较大。但是，只追求汽车驾驭性能的人们，是不会在乎这些的，甚至一些人更愿意听到发动机咆哮的轰鸣声。

（3）后置发动机

一般来说，最纯正的后置发动机就是将发动机布置在后轴之后，最有代表性的就是大客车，而后置发动机的乘用车屈指可数，最有代表性的就是保时捷 911（图 4. 1. 8），当然 SMART 也是后置发动机。

（4）横置发动机

横置发动机（图 4. 1. 9）是指发动机和汽车前轴平行。简单地讲就是你站在车头前面向发动机，如果发动机横着放在你眼前，就是横置发动机。



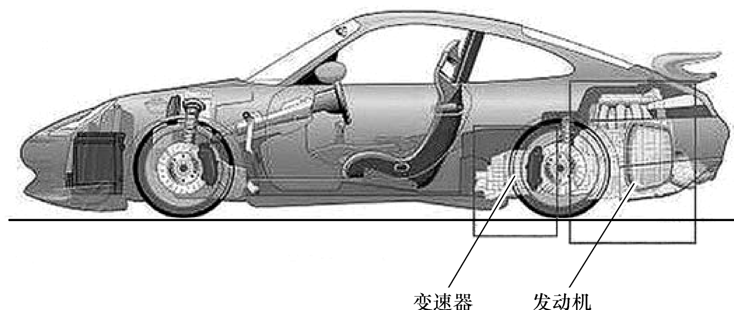


图 4. 1. 8　后置发动机

一般来说，前驱的紧凑型轿车、大多数的中级轿车和少数高级轿车都采用了横置发动机的布置方式。



图 4. 1. 9　横置发动机

横置发动机的曲轴、变速器的输入输出轴以及车桥都是平行的，所以如果是前驱车的话，最适合的就是前横置发动机，动力传输距离短，方向一致，因此传动效率较高。

由于横置发动机占用的纵向空间小，可以极大限度缩短发动机舱的纵向空间，换来的是宽敞的驾乘空间，尤其是前排乘客的腿部拓展的空间。这对于尺寸有限的紧凑型轿车来讲尤为重要。

前后重量分布不平衡的问题则是横置发动机的最大缺陷，由于横置发动机发动机曲轴变速器输入轴平行连接在一起的，使其可以布置在发动机前轴之前，但是这些重量最重的汽车部件全部集中在车头前方就使得前轴负荷过大，从而容易出现转向不足的情况，而头重脚轻的前后轴配重也会在高速过弯时使车尾的后轮缺乏重压，某些轴荷分配不合理的横置发动机轿车甚至达到了前 70% 后 30% ，其性能可想而知。

另一方面，由于横置发动机变速器安装位置过于偏向一侧的原因，其驱动轴是一长一短的。较长的驱动轴由于刚度较低，模态低，因此很容易被发动机激励激发起来，引起车内噪声。解决这一问题的有效方法是将长驱动轴分为两节，或者在轴上安装动力吸振器。

由于横置发动机的曲轴中心线与车身前后方向垂直，发动机在工作时其倾覆力矩很容易将车身的弯曲模态激发起来。因此，当发动机横置时对车身的刚度要求较高，一般要求车身的弯曲模态至少要高于发动机怠速激励 5Hz 以上。

根据发动机和变速器的位置，横置发动机还包括两种类型。以车头方向为前，如果发动机在左侧、变速器在右侧，则称为 W－E 配置，反之称为 E－W 配置。

对于 E－W 配置的发动机，往复惯性力、力矩变动引起的座椅振动幅值是相等的，但是相位相差 180°，一部分相互抵消，所以相对于 W－E 配置的发动机，座椅的振动要小。如图 4. 1. 10 所示为理论分析结果。

图 4. 1. 11 为发动机不同配置引起的座椅振动实测值，和理论分析结果非常一致。E－W 配置的发动机引起的怠速振动相对要小一些。

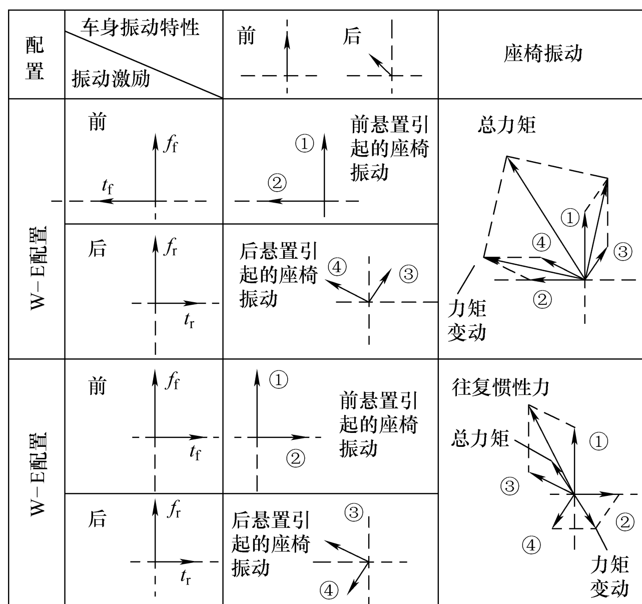


图 4.1.10　发动机配置引起的怠速振动的差异

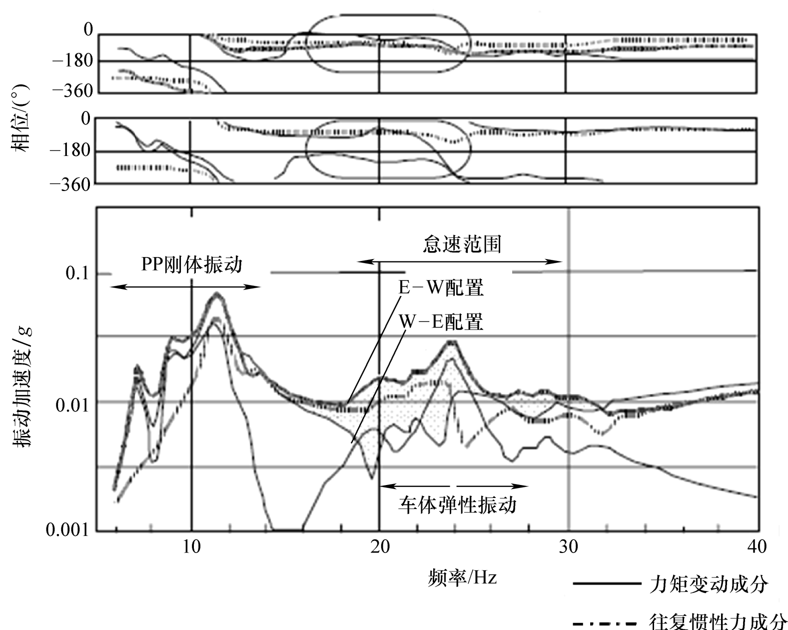


图 4.1.11　发动机配置引起的座椅振动实测值

（5）纵置发动机

纵置发动机（图 4.1.12）是指发动机与汽车的前轴垂直，简单地讲就是你站在车头前面向发动机，如果发动机竖着放在你眼前，那就是纵置式发动机。

一般来说后驱车都采用了纵置发动机，因为动力要传递到后轴上，在传动距离无法缩短



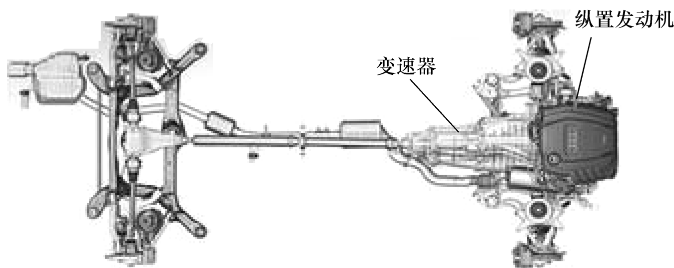


图 4. 1. 12　纵置发动机

的情况下，就要尽可能减少动力的方向转换。如果采用横置的话，因为曲轴和传动轴的方向垂直，所以先要转换一次方向，以通过传动轴传输动力，但是传动轴的方向和后轴的方向也是垂直的，所以在后轴需要再将旋转方向转换过来，这无疑降低了传动系统的效率。而使用纵置发动机就可以使得曲轴与传动轴平行，减少了一次传动方向的转换，无疑是降低了能量的损失。

另一方面，纵置发动机可以让变速器的位置尽量向后伸，使动力总成的重心位于前轴之后，这样可以让车身前后重量更加平均。

在纵置发动机平台上，还有一个比较特殊的例子，这就是使用纵置发动机前轮驱动的奥迪。虽然奥迪使用纵置发动机更多是为了照顾 quattro 这个传统，但是其纵置发动机前轮驱动发动机的布局同样可以带来不错的前后配重比。这种布置可以将发动机纵向布置在汽车前轴之前，与发动机直接相连的变速器就会受到发动机舱空间的限制，就要布置在前轴之后，变速器的输入轴与发动机曲轴围绕同一轴线转动，对于承受着发动机和变速器重量的前轴来说，它就像是天平的支点，发动机和变速器分布在前轴的前后两侧，使得前轴承受的发动机和变速器重量分布更加均匀，重心配比更为合理，虽然还是会有前驱车的推头现象，但是其配重比要明显优于普通横置发动机车型，例如前驱的奥迪 A4 的前后配重比就达到了较完美的 55∶45。

不过纵置发动机也有缺点，由于纵置致使发动机占用发动机舱较长的空间，导致驾乘空间有所损失。另外，由于曲轴中心线与传动轴共线或平行，发动机旋转力矩很容易将驱动系统的扭转模态激发起来。因此在设计过程中要重点关注这一点。

（6）反置发动机

“反置”是横置发动机的一种特殊布置方式，通常的横置发动机排气歧管在前，进气歧管在后的布置方式，简单地说就是“前出后进”，如果将进排气的位置调换，将进气歧管置于前端，排气歧管置于后部，变成“前进后出”，就是所谓的“反置”了。只有横置发动机才有“正反置”之说，纵置发动机进排气歧管在左右两端，互换并没有什么差别，所以是没有这样的说法的。在我们周围采用反置发动机的车子有很多，福特福克斯、蒙迪欧致胜、马自达睿翼、蓝瑟翼神，以及新君威 2. 4 等车型上使用的都是反置发动机。

反置发动机（图 4. 1. 13）的优势在于进气歧管处在迎风面，能够更好地降低进气温度，温度的下降使空气密度提高，单位体积内的氧含量也随之提升，能够使燃烧更加充分，提高效率，有效降低油耗。对于非缸内直喷的发动机而言，反置式的布置使得供油管路也随进气歧管移到了前方，有更好的散热效果。而排气歧管后移的设计，使排气管不再经过发动机下



图 4. 1. 13　反置发动机

方，可以使发动机位置整体下移，有效降低重心，提升操控表现，并且排气管与发动机距离更远，降低了散热系统的热负荷，也避免了高温尾气对油底壳的影响，不再“曲折”的管路使得排气阻力大大降低，排气更加顺畅，效率更高，发动机在高转速时能够输出更高的功率。

不过，反置发动机也并非完美，首先排气管位置的后移使之更加靠近乘员舱，高温和排气噪声很容易渗透到乘员舱，所以为了减少高温和噪声的影响，就需要花更多的成本在防火墙等位置做隔热隔声的处理。另一个缺点，是反置发动机顺畅的排气管路减小了排气管内的回压，使得发动机低转速时的排气效率降低，进而影响进气效率，进气歧管内的混合气常常不能被完全吸入气缸内，也容易造成混合气密度不均、燃油燃烧不够充分等情况，而未进入气缸而吸附在进气管壁和气门上的细小油滴也很容易在高温环境下形成积炭。这就是反置发动机通常在低转速时的动力输出较弱的原因，也是很多使用反置发动机的车型容易产生积炭的主要因素之一。

随着可变长度进气歧管以及目前主流的可变正时气门技术、正在逐渐兴起的缸内直喷技术的应用，反置发动机的弱势正在被逐渐改善。可变正时气门技术使“气流及气门开关”对于传统多点电喷发动机混合气浓度的不利影响大大降低，而直喷技术的应用则进一步削弱了气门开关和歧管气流对混合气浓度的不利影响，将燃油直接注入气缸，能够更加精准地计算和控制喷油量，相比缸外喷射减少了燃油损失，达到提高效率降低油耗的目的。可以说，反置发动机在这方面的弱势已被有效弥补，能够在全转速段实现更高的效率，并且更好地发挥其高转速输出的特性。

3. 发动机进气方式

发动机从进气方式上可以分为自然吸气和增压发动机两种。

废气涡轮增压器利用发动机排出的废气惯性冲力来推动涡轮室内的涡轮，带动同轴的叶轮压送由空气滤清器管道送来的空气，使之增压进入气缸。当发动机转速增快，废气排出速度与涡轮转速也同步增快，叶轮就压缩更多的空气进入气缸，空气的压力和密度增大可以燃烧更多的燃料，相应增加燃料量和调整发动机的转速，就可以增加发动机的输出功率了。废



气涡轮增压系统利用发动机排出废气的能量推动增压器转动达到增压目的。废气涡轮增压系统的增压效率高于机械增压；但发动机动力输出略滞后于节气门的开启，加大节气门后一般需要等片刻，稍后发动机会有明显的动力爆发。自然吸气的发动机一般装在比较便宜的汽车上，涡轮增压发动机一般装在中高档车上，燃烧更充分，效能更高。

除了废气涡轮增压器以外，还有机械增压器、复合增压器和气波增压器。

机械增压器装置在发动机上并由传动带与发动机曲轴相连接，从发动机输出轴获得动力来驱动增压机的转子旋转，从而将空气增压吹入。它的优点是，转子的速度与发动机转速是相对应的，所以它的动力输出没有滞后，更为流畅；但它的缺点同样明显，因为它消耗一部分发动机动力，造成增压效率不高。

复合增压是将机械增压和涡轮增压两套系统集合在一台发动机上，让双方的优缺点互相补充，达到更好的增压效果。它的优点在于，动力输出大、油耗低、噪声小，但缺点是结构复杂、对工艺要求高。

气波增压是利用废气的高压通过一种特殊的旋转小室，靠空气压力波的传播给进气管的新鲜空气加压，是一种新型的增压器。这种系统低速增压性能好、加速性好，但尺寸大、笨重且噪声大。

增压器能显著提高进气效率，但是复杂的增压器本身存在着振动和噪声，特别是一些高频成分的噪声，对车内声品质的影响很大。因此，在选择和配置增压器时，有时会有很大的困难。

三、驱动系统

驱动系统接受动力总成的动力，直接驱动车轮前进。按照动力总成的布置方式和驱动方式，驱动系统有各种类型，图 4. 1. 14 所示为常用的驱动系统类型及应用车型。

汽车的驱动方式有前轮驱动、后轮驱动和四轮驱动三种，驱动系统结构形式不同，它所表现出来的振动特性也不同。

前轮驱动车在转弯的时候，由于前轮上有扭力作用，车头会甩向外侧，造成所谓“转向不足”，俗称“摆头”，前置发动机、前轮驱动的轿车具有经济性和容易掌握的特点，所以是中、小型家庭用车最流行的布局方式。

而后轮驱动的汽车刚好相反，车尾甩向外侧，造成“转向过多”，俗称“甩尾”。优良的家庭轿车应当尽量接近中性，当其出现“摆头”或“甩尾”的情形时，应当是渐近而容易察觉，以利于及时修正。有趣的是，“甩尾”现象往往有助于轿车更快地过弯，技术高超的驾驶人甚至会利用制动踏板和加速踏板，有意把“甩尾”现象逼出来，利用其特性快速完成过弯动作。而且后驱车有一种特殊的稳定性，所以高性能车和大型豪华车，包括所有的奔驰和宝马的一些高级跑车，都采用这种布局。

四轮驱动轿车和地面有最佳的贴合性（即所谓贴地性），换言之，是最不容易发生打滑的情形，所以它在高速过弯时最为稳定，在湿滑的烂路上更有无可比拟的优越性。生产四轮驱动轿车最有名的是奥迪公司。

四、车身主要截面

车身上有很多重要的截面，这些截面构成了车身的主要框架。截面的形状和性能直接影

名称	驱动方式	适用于
FF	发动机前置 前轮驱动 (F) (R)	中、小型乘用车
FR	发动机前置 后轮驱动	中、小型乘用车
F4	发动机前置 四轮驱动	SUV (越野汽车或货车)
RR	发动机后置 后轮驱动	小型乘用车 小型商用车
R4	发动机后置 四轮驱动	运动轿车 小型商用车
MR	发动机中置 后轮驱动	运动轿车 赛车
M4	发动机中置 四轮驱动	运动轿车 拉力赛车

图 4. 1. 14　驱动系统类型

响了车身的刚度和强度。

图 4. 1. 15 所示为车身侧围上的部分截面位置，车身结构就是由大量的这样的截面连接而成的。图 4. 1. 16 所示为其中一个截面的尺寸、性能参数，所有的截面组合在一起，决定了车身的整体性能，如模态、刚度、重量等。

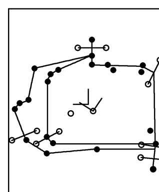

图 4. 1. 15　侧围部分截面


图 4. 1. 16　截面 *A*—*A* 及尺寸参数

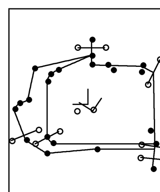
图 4. 1. 17 所示为车身上某个位置的截面方案对比。通过方案对比，就可以选择性能最好、重量最轻的结构方案。



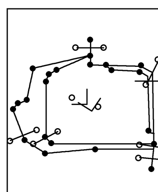
门槛	面积	Iy	Iz	Length	Iy/Iz	Iy/Area	Vertical Stiffness	Horizontal Stiffness	Thickness
							kN/mm	kN/mm	int−reinf−est
初始截面	1065	2.67E+06	3.37E+06	1120	0.79	2503	1.2	1.5	1.0−1.5−0.8
方案1	1783	4.58E+06	6.15E+06	1120	0.74	2567	2.1	2.8	2.0−1.5−2.0
方案2	2117	5.11E+06	7.24E+06	1120	0.71	2413	2.3	3.2	2.0−1.5−2.0−2.0
方案3	2405	1.04E+07	8.52E+06	1120	1.22	4320	4.7	3.8	2.0−1.5−2.0−2.0
方案4	2000	9.18E+06	7.11E+06	1120	1.29	4589	4.1	3.2	2.0−1.5−2.0



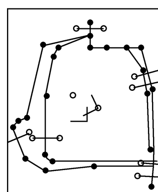
初始截面



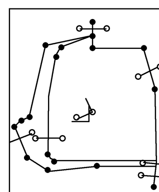
方案1
加大面积



方案2
增加加强板



方案3
基于方案2，
沿着Z向扩大
40mm



方案4
取消方案3
的加强板

图 4. 1. 17　车身截面的方案对比

五、车架

车架是动力总成的载体。对于非承载式车身，车架通常是独立的，称为独立式车架，而对于承载式车身，车架通常与车身集成在一起，即车身的纵梁。如图 4. 1. 18 所示即为独立式车架，一般用在货车、大型轿车上。独立式车架与车身之间一般通过悬置连接，构成一级减振系统。

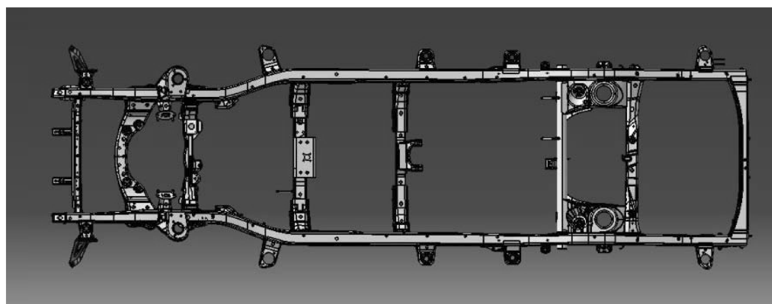


图 4. 1. 18　独立式车架

除了车架以外，通常还包括前、后副车架，多用于承载式车身上。如图 4. 1. 19 所示为常用的前副车架。井字形前副车架一般用于四点悬置，前、后悬置置于副车架上。而工字形前副车架一般用于三点悬置，只有后悬置装在副车架上。有的前副车架与车身之间还有一级减振衬套。

六、进气系统

进气系统为发动机提供清洁的空气。进气系统结构复杂、气流速度高、压力大，因此，进气系统通常会产生很高的噪声，而且还会产生一些非简谐阶次的噪声，影响车内声品质。

进气噪声对车外通过噪声的影响也很大，是车外噪声贡献量较大的一部分。

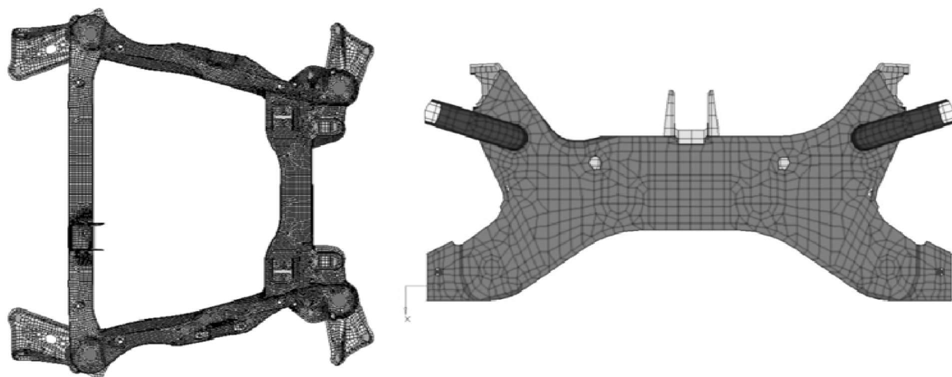


图 4. 1. 19　前副车架

在整车的概念设计阶段，需要考虑进气系统的布置方案、空气滤清器容积、是否设计谐振腔等，这些内容都对 NVH 性能有影响。

1. 进气系统布置方案

图 4. 1. 20 所示为某款车型的进气系统布置方案。空气通过进气口进入到进气系统，通过空气滤清器、谐振腔、稳压腔、进气歧管、进气道，最终进入发动机气缸内，与燃油混合。整个进气系统都布置在发动机舱内，由于空间有限，因此，进气系统的方案布置难度很大，既要考虑空间布置，还要考虑热管理、NVH 性能。

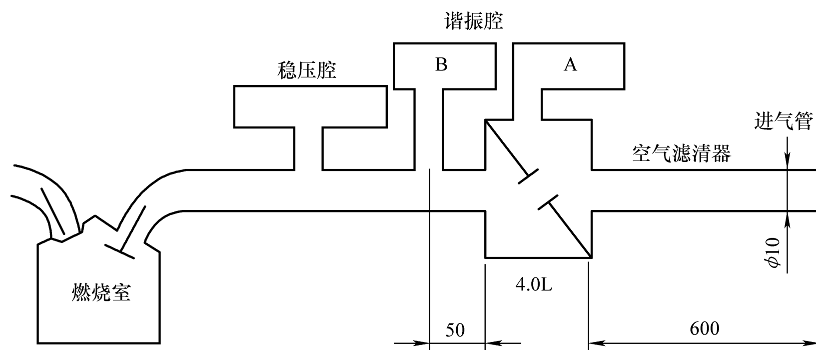


图 4. 1. 20　进气系统布置方案

进气系统出现噪声通常包括进气口噪声、空气滤清器壳体辐射噪声、空气在进气管内高速流动时产生的气动噪声等。

进气口的位置和朝向对噪声的影响也很大。图 4. 1. 21 所示为常用的进气口朝向。在设计进气口朝向时，要综合考虑进气效率、噪声、防尘、防雨雪等。进气口置于散热器上方并向前的方案（图 a），可以将进气道做得更长，有利于噪声衰减。缺点是不利于防尘、防雨雪，杂质容易进入到进气系统中去。而侧向开口方案则不会产生这些问题。但是由于侧面开口方案（图 b）的空间布置难度大，多数情况下是将进气口布置在纵梁内，这样一来容易在纵梁内部形成空腔共鸣，使噪声增大。

2. 空气滤清器容积

空气滤清器的首要功能是过滤空气，向发动机提供清洁的空气。同时，由于空气滤清器



本身具有较大的容积，因此，还起到降低进气噪声的作用。一般来说，空气滤清器的容积越大，则降噪效果越好。

图 4.1.22 所示为一款四缸发动机空气滤清器容积与噪声调查结果。从图中可以看出，滤清器容积越大，则进气噪声越低，特别是对于某些特定转速范围内的效果更加明显。因此，在进行进气系统设计时，首先要确定的是空气滤清器的容积，一般要求其容积至少为发动机排量的 4 ~6 倍，但同时还要考虑到发动机舱空间尺寸的限制。

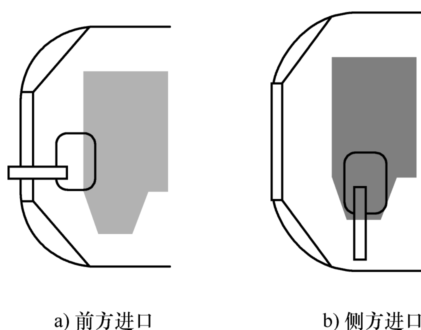


图 4.1.21　进气口朝向

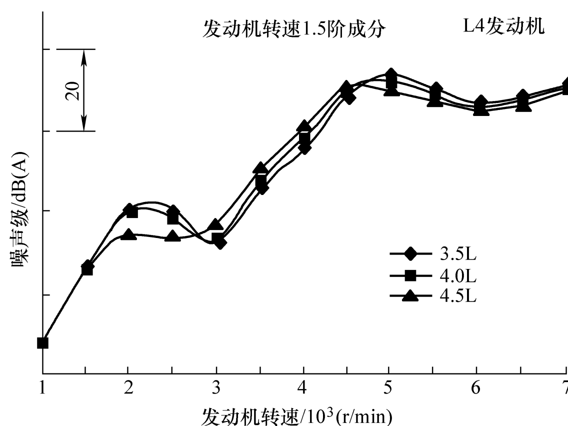


图 4.1.22　空气滤清器容积与噪声的关系

3. 进气管

进气管是指从进气口到进气歧管之间的管道，通常截面为圆形，或者近似于圆形。进气管通常为塑料制品，重量轻，易于制造。进气管影响噪声的参数主要有管径和长度。图 4.1.23 和图 4.1.24 所示为两组调查数据结果。不同的进气管直径和长度，对进气噪声的影响是不同的。因此，在设计进气系统时，要对这些参数进行详细的分析论证，以选择最佳的方案。

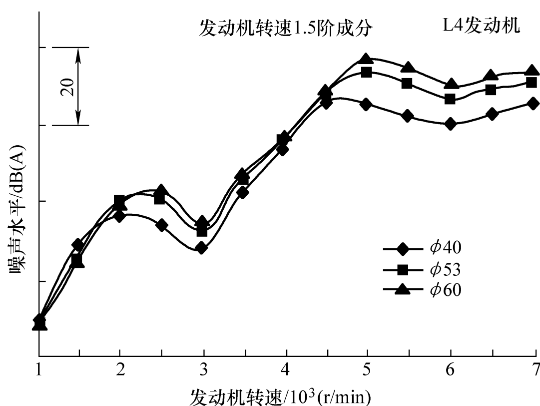


图 4.1.23　进气管直径与噪声的关系

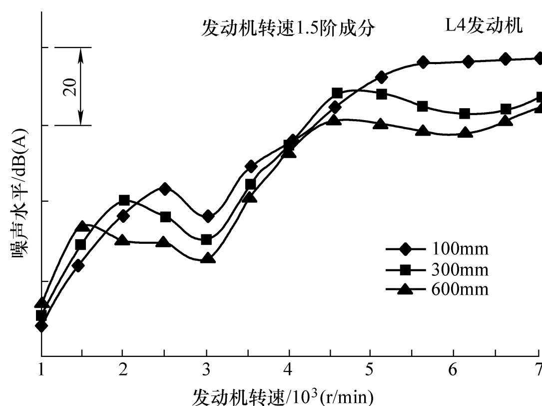


图 4.1.24　进气管长度与噪声的关系

4. 谐振腔

谐振腔是用来消除进气系统中某些特定频段噪声的，其结构如图 4.1.25 所示。它通常

是与进气系统直接相连接，由进口、空腔两部分组成。

谐振腔相当于一个动力吸振器，其空腔内的空气相当于质量，进口部分的空气相当于弹簧。整个谐振腔等效于在进气系统原振动系统上追加了一个额外的振动系统。其原理如图4. 1. 25 的右图所示。谐振腔的降噪效果取决于其空腔容积、进口直径和长度等参数。

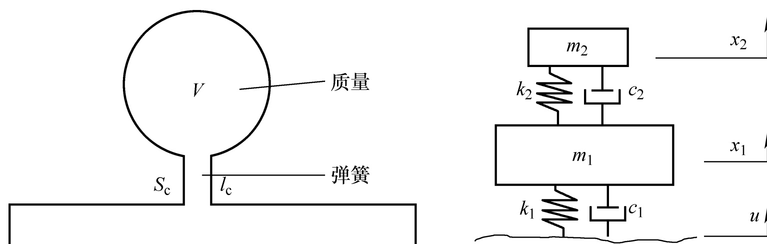


图 4. 1. 25　进气系统谐振腔

图 4. 1. 26 和图 4. 1. 27 所示为谐振腔位置及对噪声影响的调查结果。设计谐振腔时，除了考虑谐振腔的容积等参数以外，还要选择合适的位置。通常将谐振腔设计在进气系统刚度较高的位置，如空气滤清器上。这样可以避免安装基座的局部模态对谐振腔的降噪效果产生不利影响。

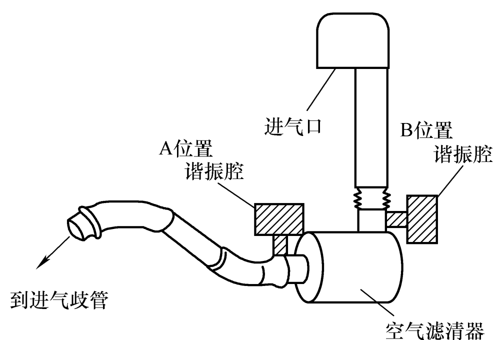


图 4. 1. 26　谐振腔的位置

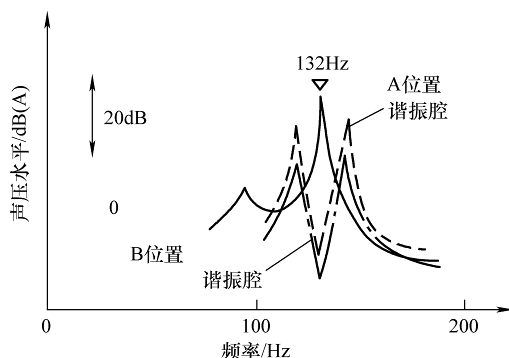


图 4. 1. 27　谐振腔位置对噪声的影响

七、排气系统

排气系统噪声包括空气动力噪声、冲击噪声、辐射噪声、空气摩擦噪声等多种形式。排气系统和进气系统一样，对车内和车外噪声有很大的影响。在概念设计阶段，重要的一点是考虑好排气系统的总体布置方案、消声器、排气吊挂、排气噪声指标等内容。图 4. 1. 28 所示为排气噪声产生原理。

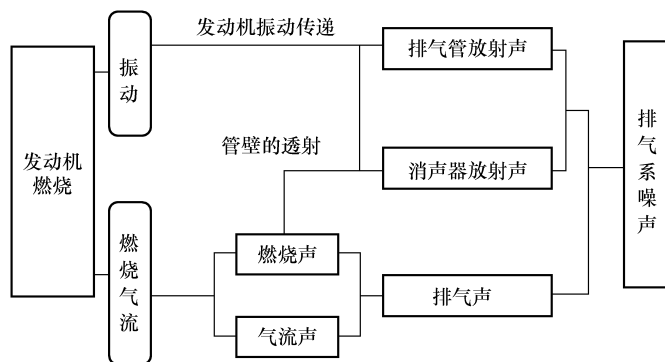


图 4. 1. 28　排气噪声产生原理

1. 排气系统布置方案

排气系统一端安装在发动机上，另一端通过吊耳安装在车体上。其功能主要有两方面，



一是废气处理，通过三元催化器，利用化学反应将废气转换成无害气体；另一个是降低噪声，通过消声器降低发动机燃烧时产生的气动噪声和高速排气在管道中的摩擦噪声。图 4. 1. 29 所示为典型的排气系统布置示意图。

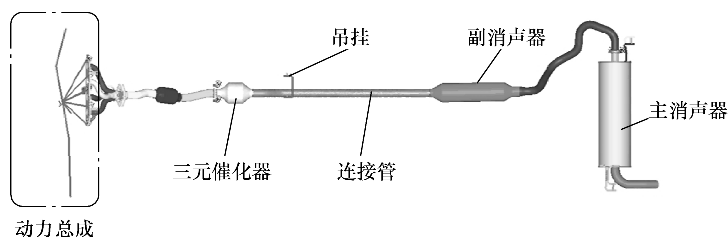


图 4. 1. 29　排气系统总布置

排气在排气管中呈现高温、高速流动状态，因此，为了降低高速气体与管壁摩擦而产生的噪声，应该将排气管路尽可能设计得直，减少弯曲，以减小气流冲击。另外，排气管的直径要尽可能大，以减小排气流的速度。

一些大排量汽车的排气系统采用双尾管设计，这样有利于气流排出顺畅。特别是对于高频噪声，双排尾管远远低于单排尾管。

2. 排气消声器

消声器的功能是降低排气噪声。一般情况下，排气系统中会设置两个消声器，一个容积较大，称为主消声器，内部构造主体由膨胀室、扩张室和干涉管组成。另一个容积稍小，称为副消声器，通常采用比较简单的膨胀式、共鸣式和吸声式结构。消声器内部有特殊的回路，能够降低特定频段的噪声。图 4. 1. 30 所示为汽车上常用的扩张型、共鸣型和多孔型消声器。消声器结构形式、尺寸参数都会影响消声效果。

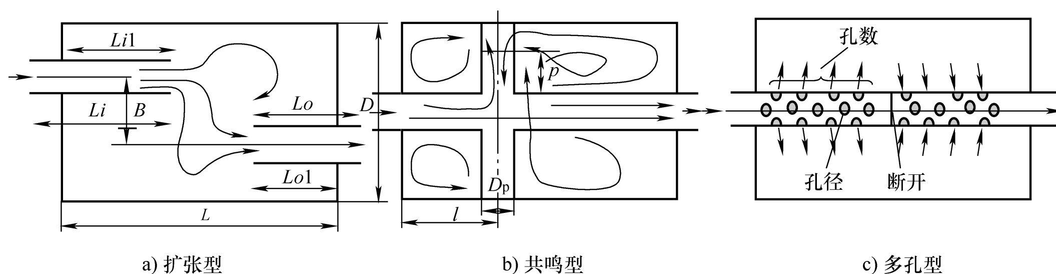


图 4. 1. 30　常用消声器类型

消声器的容积对消声效果影响最大。从理论上来讲，容积越大则消声效果越好，但是由于总布置空间的限制，消声器又不能做得太大。图 4. 1. 31 所示为消声器容积设计案例。

3. 吊挂位置及数量

排气系统通过吊挂与车身连接，排气系统的振动通过吊挂传递到车身。吊挂位置及数量的选择直接影响排气系统向车身的振动传递。吊挂通常由橡胶制造，具有较低的弹性，能够有效衰减排气系统的振动，同时还要承担排气系统的重量。

吊挂的衰减率，通常也称为隔振率，是评价吊挂位置、刚度的选择是否合理的指标。吊挂的衰减率是指排气系统的振动通过吊挂向车身传递时的振动衰减程度，通常要求不低于

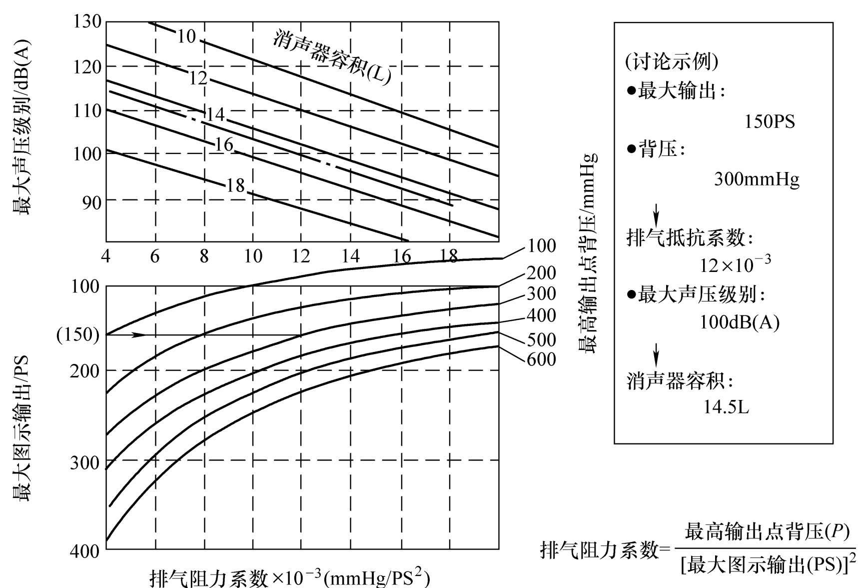


图 4. 1. 31　消声器容积设计

10 倍，即排气系统的振动通过吊挂后，传递到车身的振动幅度应该减小 10 倍以上。

吊挂传递力也是很重要的一个指标，它是指排气系统振动带给车身的激励。通常吊挂传递力要求小于 10N，更高级的车要求更低，如中级车要求吊挂传递力低于 5N。

排气系统属于细长结构，通常其长度会超过 2m，因此，排气系统本身具有很多阶模态，并且很低。如果排气系统的某阶模态被激励起来，振动会通过吊挂直接向车身传递，引起车身振动和车内声腔共鸣，产生噪声。因此，在汽车设计过程中，需要重点控制排气系统的前几阶模态，保证与发动机怠速激励、动力总成刚体模态、车身弯曲模态等避频。

在排气系统设计过程中，需要进行详细的分析计算，掌握排气系统的振动特性，如模态分布，以确定吊挂点的最佳位置和橡胶刚度。

八、动力总成悬置系统

动力总成悬置系统的设计对降低动力总成激励向车身的传递非常重要。常用的悬置系统布置方案包括两种：惯性主轴方式和重心支持方式，如图 4. 1. 32 所示。

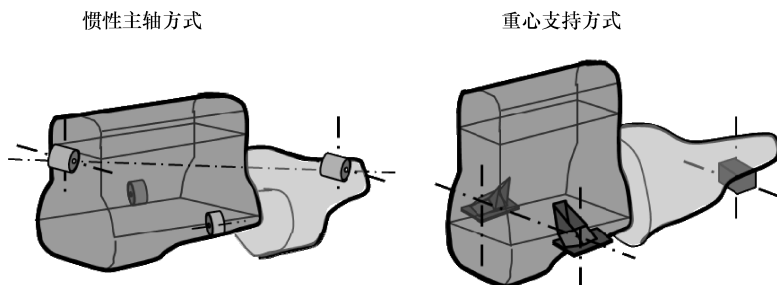


图 4. 1. 32　动力总成悬置布置方式



惯性主轴方式是由左、右两个主悬置承担动力总成的重量，另外再设计一个或者两个悬置，分别布置在动力总成后端或者前、后端，用来吸收动力总成扭转振动时的冲击。左、右主悬置由于要承担动力总成的重量，所以其上下方向的刚度较高。前、后悬置主要用来缓冲动力总成扭转冲击，因此其前、后方向的刚度稍高些。

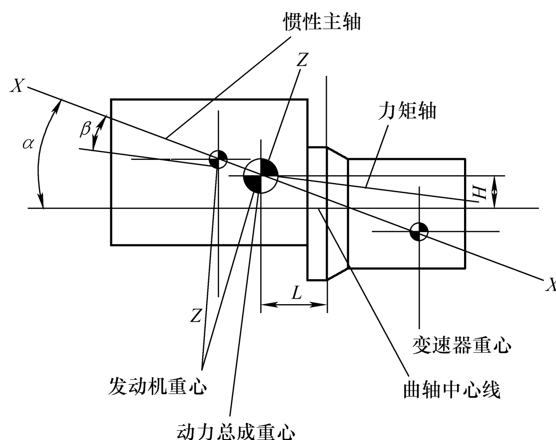


图 4.1.33　动力总成惯性主轴

动力总成上一般存在三条轴。如图 4.1.33 所示。第一条是曲轴中心线 (Crank center line)，动力总成工作过程中就是绕着该轴转动的。第二条是惯性主轴（Axis of moment of inertia），它通过动力总成的质心。惯性主轴一般通过测试方法获得，也可以通过计算方法获得，前提是必须有详细的动力总成三维数模，包括内部的各个零部件。第三条轴是力矩轴（Axis of torque），它是当动力总成受到激励时自由转动的轴。

惯性主轴布置方式就是将左、右主悬置布置在惯性主轴上，或者与惯性主轴平行的线上，这样能够保证动力总成受到激励转动时所产生的动能最小，同时还可以保证动力总成的刚体模态解耦最好。但事实上很难做到将左、右主悬置布置在惯性主轴上，通常都会偏离一定的距离。如图 4.1.34 所示为俯视图。

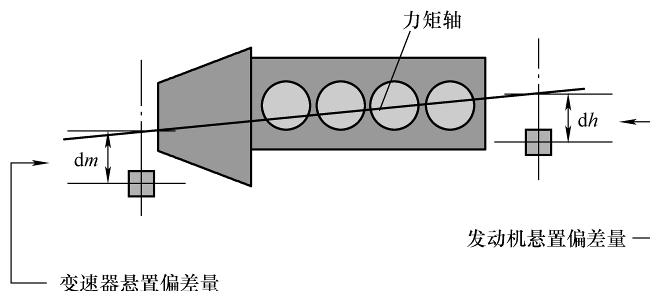


图 4.1.34　主悬置位置偏移

主悬置位置的偏移对悬置的隔振效果影响非常大。通常在设计时对偏移量会有所要求。如图 4.1.35 所示。

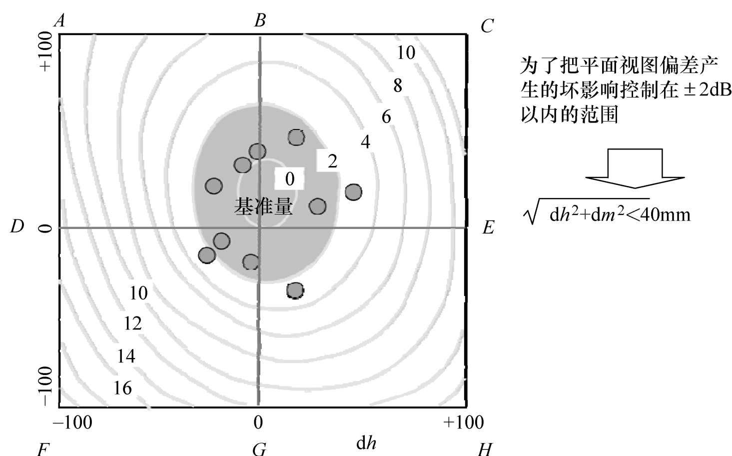


图 4.1.35　悬置位置偏差的影响

而重心支持方式则是由三或四个悬置平均承担动力总成的重量。动力总成重心一般位于悬置的几何中心处。重心支持方式多用于重量较大的动力总成，一般微型面包车也是采用重心支持方式。

第二节 对 标 分 析

经验和技术是可以传承和参考的，每家汽车设计公司都有其各自的特点和长处，因此，对标是汽车产品开发过程中很重要的一个环节。当然，对标的目的不是为了抄袭，而是为了借鉴和参考。第一节中提到，竞争对手的水平是影响新开发产品性能的关键因素，因此，通过对竞争产品的详细研究，不但可以了解其产品在市场上的定位，还可以为产品的结构设计提供思路，而这两点都有助于提高新产品的性能指标和市场竞争力。

产品对标包括很多项，如重量对标、成本对标、性能对标、结构对标等。重量对标是指竞争产品的总重量、各系统重量，甚至每个零部件的重量。性能对标还可以细分，如动力经济性、乘坐舒适性、NVH。这些性能指标有共同的特点，即都没有全面的法规要求，一般都是以市场评价、顾客感受为主要指标。本文重点介绍 NVH 性能对标。

现在的顾客对汽车的 NVH 性能越来越关注，无论是好的评价，还是差的投诉，借助当下无处不在的交流媒介，一夜之间就会传遍大江南北。一句好评，可以助势产品锦上添花，而一句差评甚至可以毁掉一款辛辛苦苦开发出来的汽车。因此，各大汽车公司对 NVH 性能投入了大量的精力，以图推出 NVH 性能更好的产品。对于产品上出现的 NVH 问题，第一时间组织人力去处理。对于新开发的产品，严格控制产品的 NVH 性能开发。

对标工作很重要的一点是选择合适的标杆产品，所选择的对象一定是在市场上具有良好的 NVH 性能反馈。当然，不是说去选择最好的，那样的话会使得新产品的 NVH 目标遥不可及。通常会选择市场上同级别的产品。如公司想要开发一款中级车，那么选择对象的范围一般会限定在中级合资产品。

汽车对标的目的是详细掌握竞争产品的 NVH 性能，通常要进行主观评价和客观测试。所有的对标工作都应该制定完善、详细的工作计划，包括标杆车采购、实验场所和道路、实验周期、主要负责人等。

一、NVH 主观评价

拿到标杆车后，首先要对其进行详细的主观测试。其依据是测试规范，测试内容、方法等都应该在规范中有所体现。如图 4. 2. 1 所示为怠速车内噪声的主观评价方法简介。发动机处于工作状态。自动档汽车挂 P 位、N 位或者 D 位，手动变速器汽车挂空档。在开、关空调工况下分别进行。测试人员坐在车内，至少选择驾驶人和后排中央两个位置。让发动机工作一段时间，保证冷却液温度和润滑油温度处于正常水平。测试时主要关注车内噪声的大小、是否有嘈杂声、泵和电动机等辅助机构是否有异响。根据实验规范要求逐项进行打分，一般选择 10 分制，10 分是最好，1 分是最差。根据主观感受对每一项打分。

参与主观评价的人员要求具有一定的经验。如专门的 NVH 工程师、公司领导，有时还会邀请汽车专业媒体人士参加。根据所有参与实验人员的打分进行汇总，并按照一定的规则得到最终的分数。一般来讲，新产品需要达到 6 分以上，才能投入市场销售。



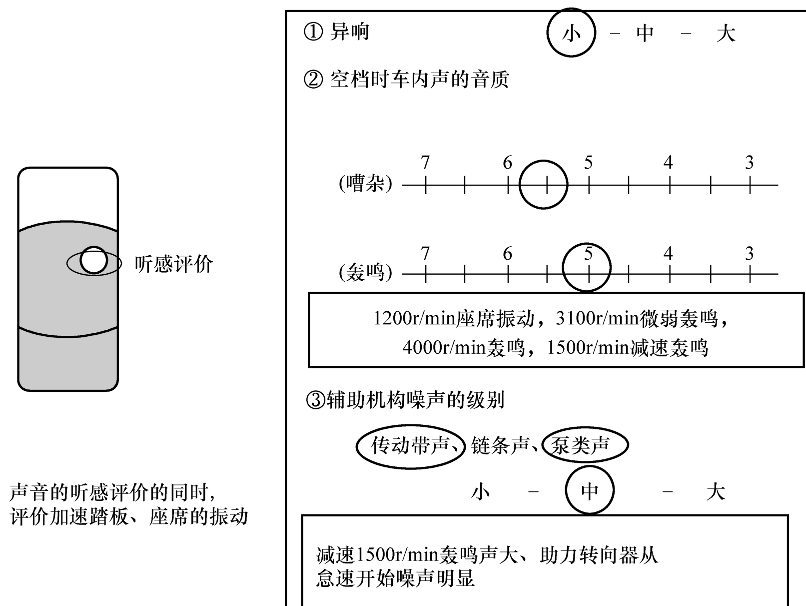


图 4. 2. 1　怠速噪声主观评价

主观评价最为关注的一项是异响。异响通常发生在内饰件上，如仪表板、车门内饰板等处。

二、NVH 客观测试

主观评价不能获得标杆车所有的性能指标，需要同时配合客观测试。测试包括静态测试和动态测试。静态测试是指车身模态、传递函数、动刚度测试。动态测试是车辆在行驶状态下进行的，如加速噪声、路面噪声等。图 4. 2. 2 所示为标杆车测试计划的一部分。按照该计划，对整车、系统或者零部件进行相应的测试。

1. 整车级别测试

整车级别测试是指保持车辆完整，按照实验规范和计划对标杆车进行测试。如怠速振动噪声、路面噪声等。根据规范要求对测试得到的数据进行处理，以得到想要的数据。

整车级别 NVH 测试内容有很多，应该根据需要选取。一般包括以下内容：

1） 怠速 NVH 实验。

2） 道路 NVH 实验。

3）动力总成 NVH 实验。

4） 通过噪声实验。

5） 路面噪声实验。

6） 风噪实验。

7） 异响实验。

8） 车门关闭声实验。

实验有时在路面上进行，有时在实验室内进行。道路实验尽可能选择专用的 NVH 实验场，以保证实验结果的一致性、可重复性和人车安全。

阶段开发计划		2010年3月			2010年4月				2010年5月		
	工作日	3月15日	3月22日	3月29日	4月5日	4月12日	4月19日	4月26日	5月3日	5月10日	5月17日
阶段1 — 竞争车型对标测试	50	第一阶段									
1、车外加速pass-by噪声测试	5										
2、进排气管口及壳体辐射噪声测试	5										
3、车内噪声基本测试	5										
4、车内振动基本测试	5										
5、发动机悬置及排气吊耳隔振率测试	5										
6、Trimmed body模态试验	10										
7、NTF及VTF测试	5										
8、动力总成，传动轴系，后桥模态试验	5										
9、内饰件密封隔声量测试	5										
10、前围、地板等局部动刚度测试	5										
11、悬架系统隔振率测试	5										
12、车门关闭声学测试	5										
13、动力总成辐射噪声测试	15										
14、NVH目标确定与分解	10										
15、提交对标分析与目标设定报告	10										

图 4.2.2　标杆车测试计划

如图 4.2.3 所示为几款车型缓加速工况车内噪声测试结果。

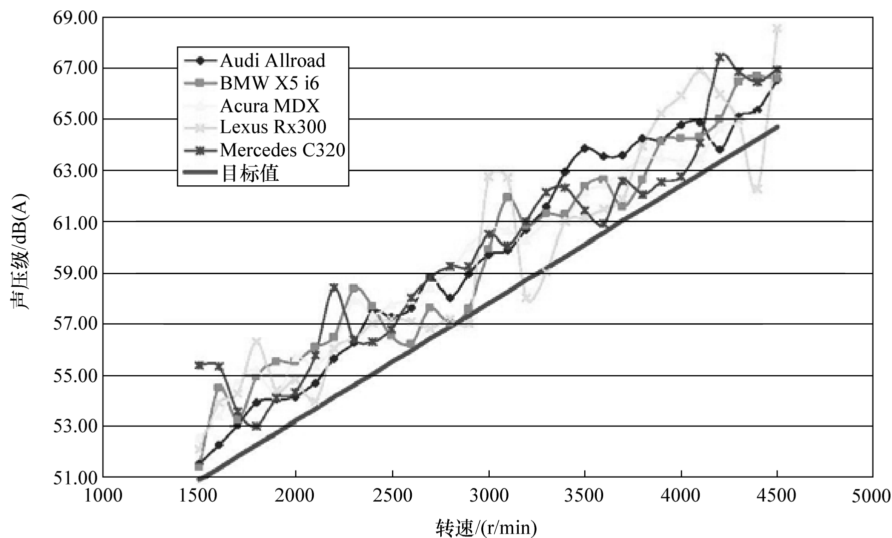


图 4.2.3　缓加速噪声测试

2. 系统级别测试

有些测试是在总成级别上进行的，如车身模态，需要将底盘系统拆解掉（该状态定义为内饰车身，Trimmed Body，简称 TB）。底盘连接点动刚度、振动传递函数、声学传递函数都是在 TB 上进行的。

继续拆解内饰件、电器件等后，称为白车身（Body in White，简称 BIW）。在白车身状态下可以进行模态、静刚度测试。



其他系统级别测试，如悬架系统模态、排气系统模态、转向系统模态等，都需要将每个系统单独拆解下来进行实验。

3. 零部件级别测试

有些测试是在零部件上进行的，如支架模态、传动轴模态、转向盘面摆模态等。

三、CAE 分析

有些时候还可以开展详细的仿真分析。前提是有详细的车身 CAD 数据，按照分析规范进行网格划分和组装后，就可以进行分析了。

CAE 分析内容一般与测试是对应的，如整车级别的怠速振动、路面噪声，其他还有如车身模态、传递函数等，分析内容包括：

1）整车 CAE 模型建立、调整。

2）白车身模态分析。

3）白车身静刚度、动刚度分析。

4）排气系统振动特性分析。

5）转向系统振动特性分析。

6）悬置系统模态分析。

7）振动及噪声传递函数分析。

8）怠速振动声分析。

9）路面噪声分析。

10）车身模态分析。

11）动力总成悬置分析。

CAE 分析结果和实验结果都会被导入到 NVH 数据库中，参与项目开发的各方根据需要访问数据库，提取所需要的信息。随着数据库的不断充实和完善，进一步提高了公司的产品研发能力。

第三节 目 标 设 定

概念设计和对标分析都是为性能目标的设定服务的。一款产品的最终性能如何，主要取决于目标设定的合理性。在新产品开发的组织架构中，有专门的部门或者人员负责性能管控，他们的职责是制定各项性能指标，并监督指标的完成。目标设定时应该有各专业部门人员参与，广泛征求大家的意见，所制定的目标要具有合理性和可执行性，既不能过高，也不能过低，以平衡产品性能的竞争力和开发成本。

NVH 数据库和经验丰富的工程师有助于设定合理的目标。数据库来自于平时的积累，或者一些专业的公司以提供数据库支持为业务，以金钱换时间，很多汽车公司也乐于此道。一些经验丰富的工程师，特别是在国外大汽车公司工作过的，是国内汽车公司的首选目标，聘用这些技术专家是快速培养自己的 NVH 团队的捷径。

一、整车级别 NVH 目标

1. 通过噪声

汽车噪声是环境污染的一个重要源头。特别是在一些人口密集区，不断来往的机动车，

如公交车、快递车、出租车等，都会对居住环境带来影响。为了控制汽车噪声，为人们提供一个舒适的生活环境，各国都针对汽车通过噪声制定了相应的法规，这也是汽车 NVH 唯一的法规。

通过噪声限制标准因国家、车辆分类以及各自的测试程序而不同。然而它们有一个共同的要求，就是在节气门全开（WOT）、以超过规定速度、范围和距离加速时所产生的车辆噪声为评测对象。工程上，一般要求测试值要比法规限值低 2dB（A），以确保所有车辆符合法规要求。

在中国市场销售的车辆，通过噪声的测试工况和限值应根据 GB1495－2002 来执行。在其他国家市场销售的车辆，应该采用对应的法规。

汽车上有多个噪声源，各个噪声源对通过噪声的贡献是不一样的。在车外噪声评估和整改时，应该根据实际情况进行针对性的测试和改进。图 4. 3. 1 所示为各系统对车外通过噪声的贡献量。虽然不同车型，各系统的贡献量有所不同，但总体来说，对车外通过噪声贡献较大的包括动力总成、进气系统、排气系统和轮胎。

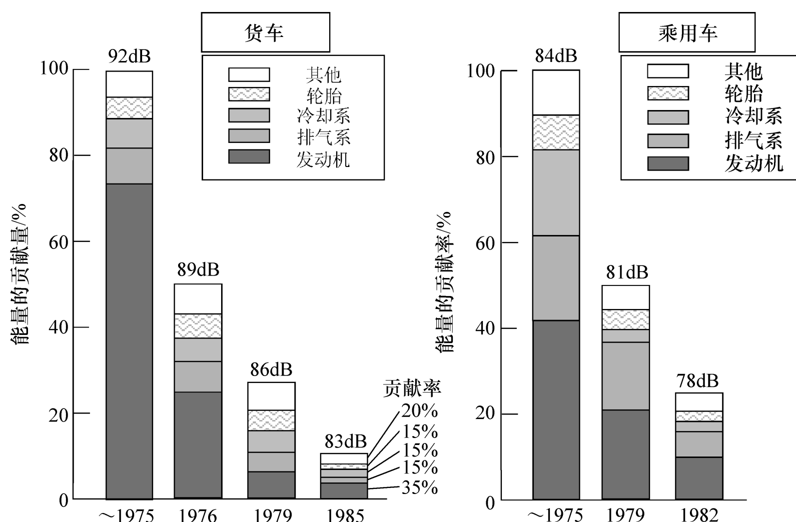


图 4. 3. 1　各系统对通过噪声的贡献量

2. 怠速振动

怠速是非常重要的一个工况。例如车辆刚刚起动或在红灯前，发动机处于怠速工况。在怠速工况下，车内振动和噪声水平相对较低，车内乘坐人员对振动和噪声非常敏感。另外，由于怠速时的激励主要来自于发动机，激励频率较低，约 20～30Hz，所激发起来的振动如转向盘抖动、车身抖动，都属于低频振动，人体恰恰对这些低频振动非常敏感。因此，各汽车公司都把怠速工况下的振动噪声当做重要指标加以控制。图 4. 3. 2 所示为怠速工况时转向盘的振动目标设定案例。怠速通常是指一个转速范围，考虑到冷起动时发动机转速转高，因此怠速一般要涵盖较宽的范围，例如 600～1200r/min。

图 4. 3. 2 所示的怠速振动是以每个转速下的发动机主阶次为评价指标，如四缸发动机的二阶、六缸发动机的三阶。当然除了主阶次以外，还包括其他阶次，但是同主阶次相比，这些阶次的贡献都非常小，可以忽略不计。



怠速振动目标设定的另外一种方式是针对某个稳定的转速，如750r/min，对该转速的振动进行频率分析，通常采用1/3倍频程，对一定频段内的振动幅值进行加权平均，并以该平均值为目标进行评价。加权平均方法如式（4.1）所示。

$$A = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \qquad (4.1)$$

式中，A为加权后的平均振动幅值；x、y、z为三个方向上的振动幅值。

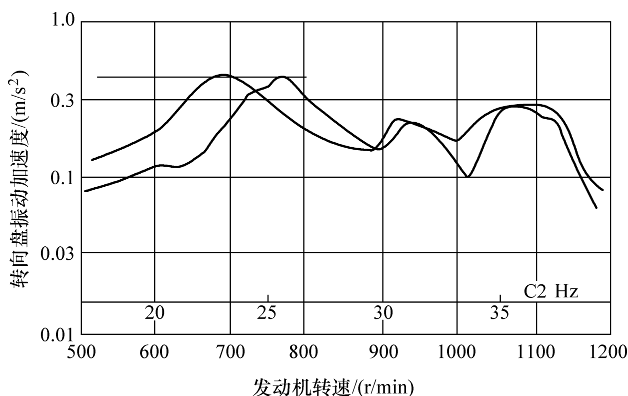


图4.3.2　怠速工况转向盘振动目标

以上对发动机基本次数成分的怠速振动进行了论述。但是，这个基本次数以外的振动，如不完全燃烧成分（0.5次成分）的振动也会造成很多的问题。我们称它为怠速质量，是从燃烧和振动的角度来进行评价的重要的指标。

对于汽油机来说，为改善排放、降低油耗而采取稀薄燃烧，或者是分层燃烧等技术，但同时会引起怠速变动等现象。这是由于燃料的分配不均，或者点火系统控制不良等原因造成的，并经常发生，也称为怠速粗糙度，是影响怠速时发动机性能品质的评价指标。

另一方面，对于柴油机来说，因为有压缩着火机构，各个气缸由于燃料喷射状况、着火延迟等因素，发动机各个气缸的燃烧压力发生变动是不能忽视的。因此，对所有气缸进行合成时，需要考虑发动机的转速变动和各气缸之间的燃烧压力变动引起的转矩变动。

不论是汽油机还是柴油机，发动机转矩反力引起动力总成振动，并产生人体感觉非常敏感的低频车体振动。由动力总成的质量、发动机悬置的弹簧和动力总成的惯性矩形成振动系统，有6个自由度的刚体模态，很容易由发动机转矩反力诱发共振。

对怠速质量的评价，主要有两方面。一个是对主要激振力变动状态的评价，另一个是对代表半阶次振动的不完全燃烧程度的评价。虽然最终的评价是以车体的振动幅度和乘客的主观评价为主，但是从根本上来说，它是发动机所固有的问题，基于这个原因，经常是对飞轮的旋转变动进行评价。人的感觉对变动很敏感，在这里，评价的对象，即变动，包括平均转速的偏差和以旋转速度为中心的旋转变动幅值的偏差两方面。对平均旋转速度偏差的评价，在一定的测量时间内对转速变动幅度进行评价，为了更精确地进行评价，也有人采用以变动频率分析为基础的标准偏差评价。不完善燃烧所引起的转速的变动幅度偏差的评价，一般是对测量时间内的变动幅值进行直接评价，更严密地讲，希望能对变动的频率进行分析，对某个变动以上的发生频率或偏差值进行评价。一般来说，平均旋转速度的偏差60r/min、旋转变动幅值的偏差30r/min是可以接受的极限值。

3. 怠速噪声

怠速噪声是人们追求极致NVH性能的开端。当车辆起动后，人们首先感觉到的就是怠速噪声，如发动机声音是否和谐、是否有异响等。有的NVH性能好的汽车，起动后甚至听不到发动机的声音。

怠速噪声通常采取A计权声压值，有些公司宣称自己的产品能够将怠速噪声控制在40dB（A）以内，这无疑是它与对手竞争的杀手锏。图4.3.3所示是市场上几款常见中级车

的怠速噪声测试结果。

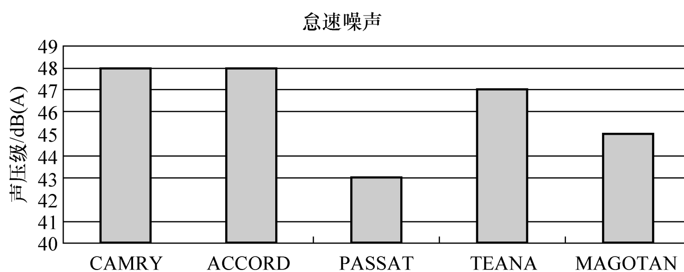


图 4. 3. 3　几款汽车的怠速车内噪声测试值

研究怠速噪声时，除了声压级的幅值以外，还要关注声音的品质。怠速噪声主要来源于动力总成，影响声品质的通常包括变速器敲击声、水泵和机油泵工作噪声、喷油嘴噪声、风扇噪声、气门噪声和活塞敲缸声等。由于怠速时整体噪声水平较低，因此，一些辅助机构的异响会很明显。因此，在设定噪声目标时，对这些辅助机构本身发出来的噪声也要加以限制。

4. 路面噪声

车辆速度越高，路面噪声的影响越大。路面噪声主要来源于轮胎与路面的摩擦。它的主要特征是频率范围宽、构成成分复杂，幅度较高时，严重干扰车内谈话和享受音乐，影响车内乘坐舒适性。

路面噪声的激励源来自于路面。路面上的凸凹不平会产生周期性或者随机性激励，通过轮胎、悬架系统向车身传递。激励在传递过程中，如果存在频率接近的模态，则会被放大。如悬架系统模态、轮胎胎壁模态、轮胎空腔内的空气模态等。这些模态与结构相关，具有各自的振动形式和频率。如轮胎内的空气模态一般为 240Hz 左右，在路面噪声的频谱曲线上经常能见到它的存在。图 4. 3. 4 所示为路面噪声发生原理示意图。

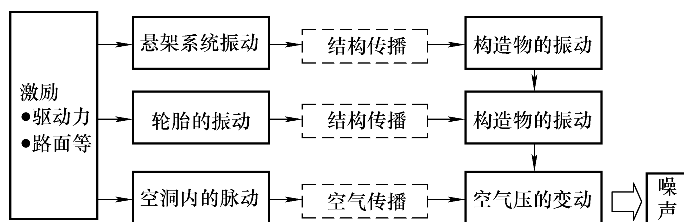


图 4. 3. 4　路面噪声发生原理

路面噪声的激励源主要是路面。路面的种类不同，路面噪声的频率特性也不同。路面越粗糙则噪声越高。图 4. 3. 5 所示为几种路面上的噪声实测结果。

设定路面噪声目标时，应该根据具体车辆具体对待。不同级别车的路面噪声目标应该是不同的，如图 4. 3. 6 所示。

5. 加速噪声

汽车在加速过程中产生的车内噪声称为加速噪声。加速噪声包含了轮胎噪声、发动机噪声等多种因素，是一个广义上的概念。是汽车在高速公路上行驶，或者在实验过程中，经常



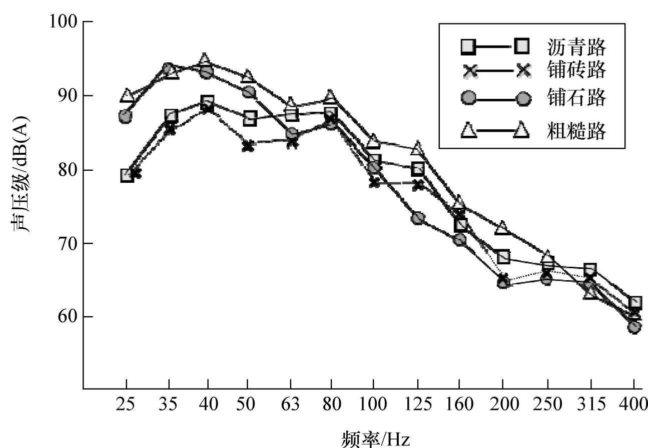


图 4. 3. 5　路面噪声测试值

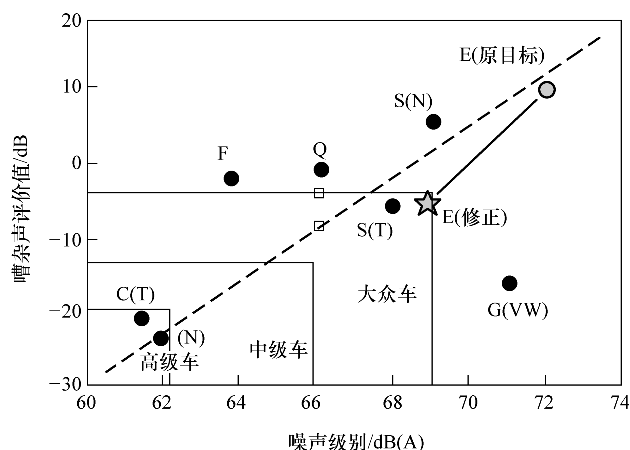


图 4. 3. 6　路面噪声目标设定示例

会遇到的一种工况。由于汽车在加速过程中，发动机转速高，产生的激励大，同时，轮胎与路面的摩擦也会产生很高的噪声，因此，加速噪声是 NVH 性能评价、暴露问题的常用工况，实验工程师经常选择加速工况来对车内噪声进行评价和测试。图 4. 3. 7 所示为几款汽车的加速噪声实测结果。

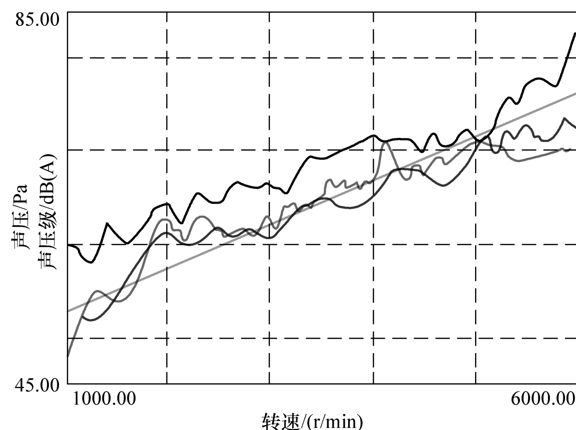


图 4. 3. 7　车内加速噪声示例

对加速噪声进行评价时经过要关注声音的总体水平、线性度和声品质。

总体加速噪声最能代表一款汽车的水平，它是与发动机转速相对应的，因此，在设定加速噪声目标时，通常是以发动机转速为参考。图 4. 3. 8 所示为一款汽油车的加

速噪声案例，相对于目标值，多个优化方案呈现出不同的效果。

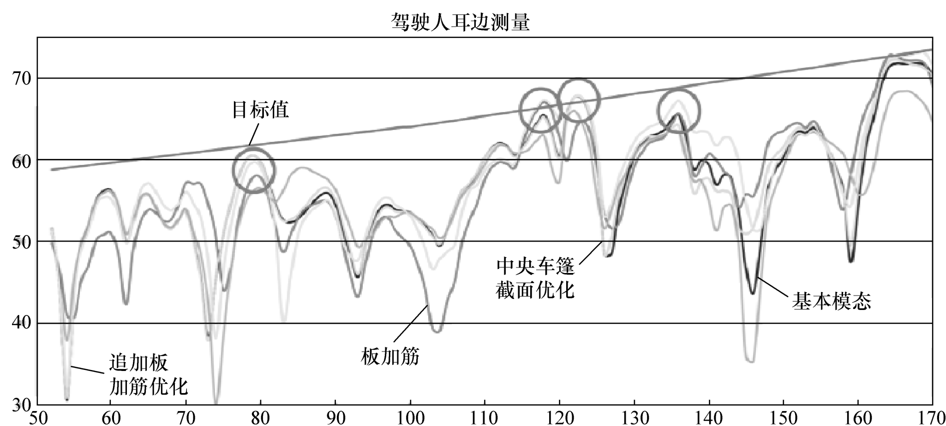


图 4.3.8　加速噪声目标设定例

车辆加速过程中，随着发动机转速的提高，车内噪声水平也是不断升高的，它与发动机转速基本上保持线性关系。这种线性关系就代表了噪声的线性度。当发动机转速达到某一个特定值时，如果噪声幅值出现较大的变化，最典型的是形成一个峰值，如图 4.3.8 中的圆圈所标记处。这种情况说明噪声的线性度不好，噪声的峰值一般是由共振造成的，它的振动能量集中且较高，对车内乘员的耳膜产生压迫，令人不适。对于这种情况要极力避免。

声品质主要取决于噪声的构成成分。如果噪声的主要成分是发动机的主阶次，如四缸发动机的二阶，那么这种声音听起来很和谐。但是如果其中掺杂了其他阶次成分，如进气系统引起的半阶次噪声，那么这种声音听起来很嘈杂，这说明声品质不好。保证好的声品质就是要控制主阶次以外噪声的存在。

声品质有很多评价指标，如响度、尖锐度和语音清晰度等。如图 4.3.9 所示为车内噪声声品质的测试案例及目标值定义，左图为声压级。

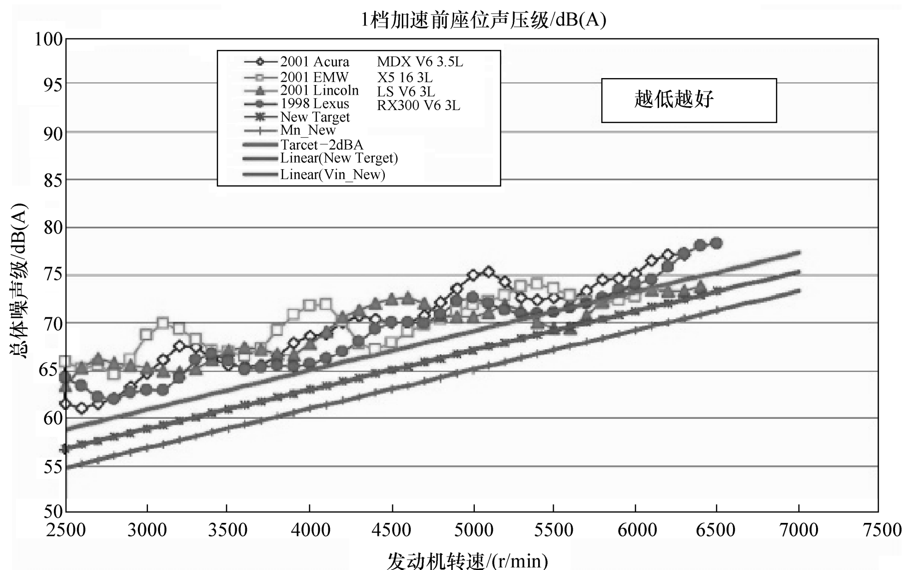


图 4.3.9　响度目标定义



6. 风噪

风噪是指汽车在高速公路上行驶时，由于车身与空气摩擦而产生的噪声。风噪属于一种空气动力噪声，具有宽频特性。当车辆高速行驶时，车辆与空气产生剧烈的摩擦，在车辆表面形成一个边界层，特别是在一些结构突变的位置，如刮水器、天线、后视镜等处。边界层处出现气流分离，形成涡流和湍流。紊乱的气流相互作用，产生压力变动，这些激励作用到车身上，引起车身振动，并产生辐射噪声。另外，空气压力变动产生的气动噪声还会通过车身的孔隙直接传递到车内。空气对车身的作用力，包括车内外空气压力差，即背压，使得车身局部产生过大的变形，如门框等处，更进一步加剧了噪声向车内传递。

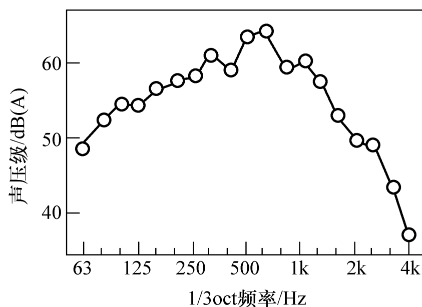


图 4. 3. 10　风噪测试例

图 4. 3. 10 是车速 150km/h 时在 A 柱附近测试得到的噪声，从图中可以看出，500 ~ 1000Hz 范围内的幅值较高。随着频率的上升，声压级水平不断下降。

二、系统级别 NVH 目标

汽车是由各个子系统构成的，如车身、动力总成、悬架系统、转向系统、进气系统、排气系统等。各个子系统的 NVH 性能综合在一起，决定了整车的 NVH 性能。因此，需要设定每个子系统的 NVH 目标。

1. 车身

车身是基础，底盘和各种附件都要搭载在车身上，同时还是乘员搭载的空间。车身通常由地板、顶盖、侧围、前围几部分构成的，如图 4. 3. 11 所示为典型的白车身示意图。

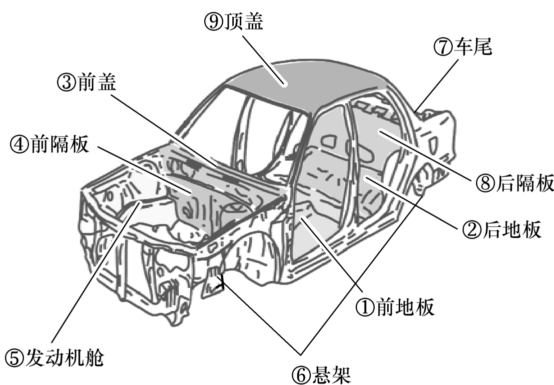


图 4. 3. 11　白车身结构示意图

汽车在使用过程中要承受扭转、弯曲等多种载荷的作用：

1）如果车身刚度不足，在日常的使用过程中，可能造成车厢密封不严以至漏风、渗雨以及内饰脱落等现象发生。

2）在发生碰撞时也可能会引起车身的门框、窗框、发动机罩盖和行李箱开口等处的变形过大，从而导致车门卡死、玻璃破碎等不符合汽车安全法规的现象发生。

3）如果车身刚度设计不合理，车身会很容易被激励起来。某些部位在低频范围内产生局部共振，进而引起车室内的空气共鸣。

4）车身受到载荷时，如果变形过大，则会使搭载在其上的内饰件产生异响。

（1）静刚度

车身经常受到弯曲和扭转载荷。静刚度是衡量车身受到载荷时的抗变形能力，通常包括弯曲刚度、扭转刚度、前端横向刚度、接头刚度和安装点静刚度等。

弯曲刚度是指在前后减振器中心处约束，在座椅处加载，计算整个车身的弯曲刚度。而



扭转刚度则是指在后减振器中心处约束，在前减振器中心加方向相反的力，如图 4. 3. 12 所示。

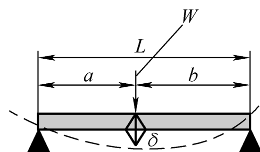
弯曲刚度$EI=Wa^2b^2/3\delta(a+b)$

其中$a=b=L/2$

$\rightarrow EI=WL^3/48\delta$

如果δ一定，

$\rightarrow EI\propto L^3$



扭转刚度$GJ=TL/\theta=F\cdot t_r\cdot L/\theta$

如果θ一定，

$\rightarrow GJ\propto t_r\cdot L$

如果轮距t_r与轴距成比例，则

$\rightarrow GJ\propto L^2$

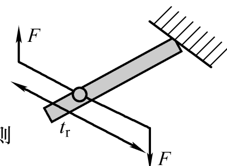


图 4. 3. 12　弯曲刚度和扭转刚度计算方法

设定刚度目标时，要尽可能多地开展对标工作。丰富的数据库无疑有助于制定合理的目标值。数据库来自于平时的积累，通过实验测试手段或者仿真分析手段，都是积累数据库的有效途径。图 4. 3. 13 所示为经过大量的对标后，制定了某开发车型的刚度目标。

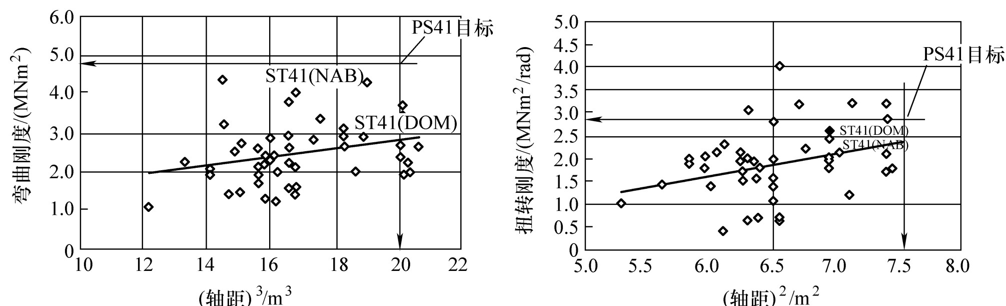


图 4. 3. 13　弯曲刚度和扭转刚度目标设定例

（2）模态

模态代表了车身的动态刚度，揭示了车身在受到动态载荷时的抗变形能力。也称为固有模态、特征值。特征值分析的结果是结构的固有频率和振型，对应系统的特征值和特征向量。车身的固有模态不基于外载荷，但分析的结果揭示了各种不同动力载荷对结构的影响。模态分析的目的是找出结构的固有特征，并极力避免共振的发生，或者减小振动的幅度。

车身的主要模态包括弯曲模态、扭转模态。弯曲模态还包括一阶、二阶模态。车身的不同状态其模态值是不一样的。白车身（Body in White，简称为 BIW）一般定义为焊装钣金件，有的公司还把固定玻璃、刚性连接副车架也算到白车身里（称为 BIP，Body in Prime）。白车身的模态较高，一般会高于 40Hz，当然不同的车型也会有所不同，车越小则模态越高。一般的三厢车的弯曲模态要低于 SUV 或者 MPV 车。当白车身上搭载了内饰，如仪表板、内饰板、座椅、电器附件等后，则称为内饰车身（Trimmed Body，简称为 TB）。由于这些内、外饰件对车身的主要影响是增加了重量，而刚度则增加很少，所以到 TB 阶段后，车身模态会有大幅度降低，约达 10Hz 以上。图 4. 3. 14、图 4. 3. 15 为 TB 模态统计值，图 4. 3. 16、图 4. 3. 17 为由 BIW－TB 时，弯曲模态和扭转模态的改变量统计结果，从统计结果中总结出，车身的弯曲和扭转模态与车长成近似函数关系。可以在设定车身弯曲模态时参考。



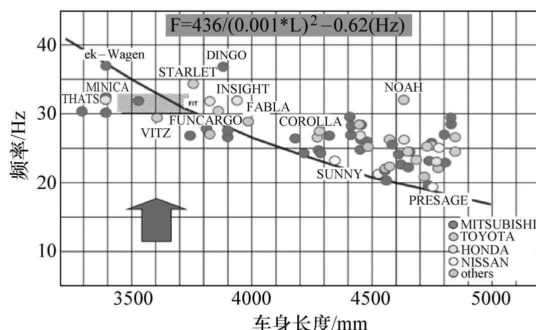


图 4. 3. 14　TB 模态统计及目标设定例

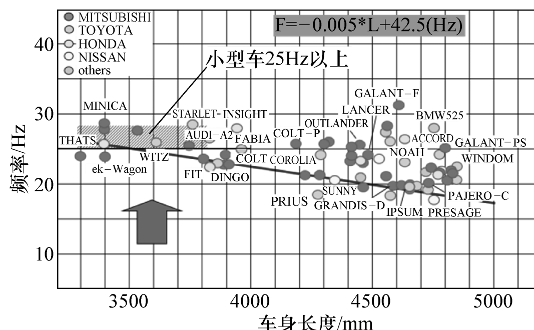


图 4. 3. 15　TB 扭转模态统计及目标设定例

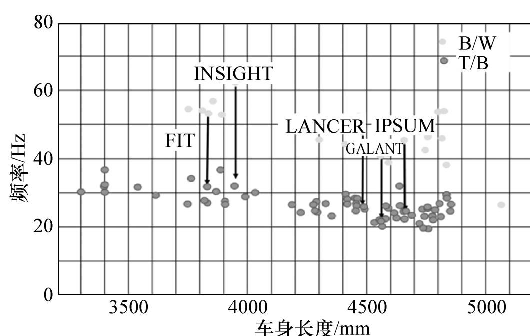


图 4. 3. 16　TB－BIW 弯曲模态变化

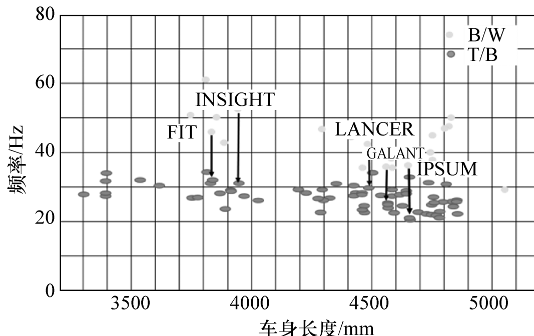


图 4. 3. 17　TB－BIW 扭转模态变化

车身上除了弯曲和扭转模态以外，还存在大量的局部模态，如地板、顶盖、前围板等面积较大的部位，均存在局部弯曲模态。这些局部模态较低，通常低于 50Hz，如果被激励起来，那么就会产生很高的辐射噪声。因此，在车身设计过程中，对这些局部模态也要加以限制。车身局部模态目标设定的原则是尽可能避开声腔的一阶模态、主要激励，如发动机怠速激励，另外，一些附件的安装点，如座椅安装点、排气吊挂安装点、ECU 安装点等处，不应该出现过低的局部模态。

（3）动刚度

动刚度是指车身受到动态激励时的抗变形能力，通常用 IPI（Input Point Inertance）来评价。车身接附点动刚度所关注的是某些频率范围内该接附点局部区域的刚度水平，刚度过低必然引起更大的噪声，因此该性能指标对整车的 NVH 性能有较大的影响，是在整车 NVH 性能设计中需要首先考虑的因素。考察对象包括车身上的动力总成接附点、底盘接附点等所有的受力点。除此之外，还有一些特殊点也要保证足够的动刚度，如 ECU 安装点、转向系统安装点、座椅安装点、散热器安装点等。表 4. 3. 1 为某车型车身动力总成安装点动刚度目标设定示例。

图 4. 3. 18 所示为动力总成安装点动刚度实际案例。除了考察整个频率范围内的平均动刚度以外，还要重点关注动刚度曲线上的峰值。这些峰值 一般对应某些模态，是潜在的风险点。

表 4.3.1　车身接附点动刚度目标

考察内容	性能评价项目		单位	目标
车身关键连接点动刚度	悬置安装点	*X* 向	N/mm	17000
		Y 向	N/mm	5000
		Z 向	N/mm	16000
	副车架安装点	*X* 向	N/mm	15000
		Z 向	N/mm	15000
	悬架安装点	*Z* 向	N/mm	20000
	排气吊钩安装点	*Z* 向	N/mm	5000
	转向系统与仪表台横梁连接点	*Z* 向	N/mm	5000
	冷凝器车身连接点	*Z* 向	N/mm	2000

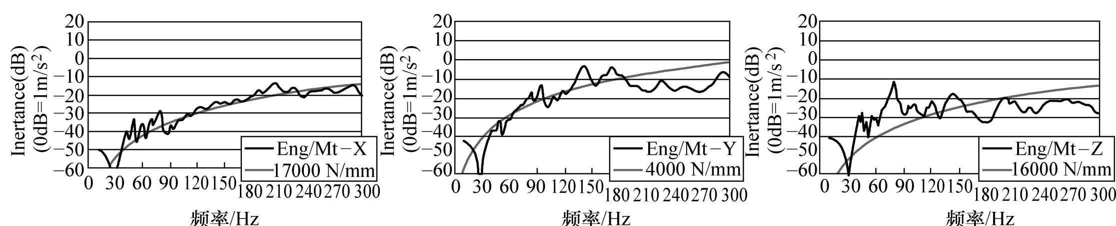


图 4.3.18　动力总成悬置安装点动刚度目标设定示例

除了上述一些关键连接点以外，还有些大面积板件，通常也有动刚度要求，如前围板、地板等。其实这相当于局部模态要求。

（4）振动传递函数

振动传递函数一般称为 VTF（Vibration Transfer Function），是考察车身动态刚度的重要指标。VTF 的意义是针对某条特定的传递路径，施加单位激励时，所引起的车内某点的振动响应，如转向盘、座椅导轨、地板等处。

动力总成、悬架系统、驱动系统等直接与车身连接，这些连接点是车身的受力点。来自动力总成、路面的激励通过这些连接点传递到车身，引起各种 NVH 问题，因此，每个连接点都是重要的传递路径。在进行汽车设计时，要慎重选择这些连接点。车身具有弯曲和扭转模态，一般将连接点选择在模态节点处，这样能够保证同样大小的激励所引起的响应低。另外，连接点还需要进行加强，如增加加强板、隔板。

振动传递函数的输出结果有位移、速度和加速度，一般根据分析频率范围或者规范选取。由于低频时位移响应幅值大、加速度响应幅值小，因此当考察范围为 5Hz 以下时，以位移为输出，5 ~20Hz 范围以速度为输出，20Hz 以上时则选择加速度输出。例如以速度为输出结果时：

- 座椅导轨 <0.03（mm/s）/N。
- 转向盘 <0.45（mm/s）/N 对前悬架。
- 转向盘 <0.55（mm/s）/N 对后悬架。

如果以加速度为输出结果，则为：



- 座椅导轨 <0.1（mm/s^2）/N。
- 转向盘 <0.3（mm/s^2）/N。

如图 4.3.19 所示为以加速度为输出结果，座椅导轨的目标值及计算结果。

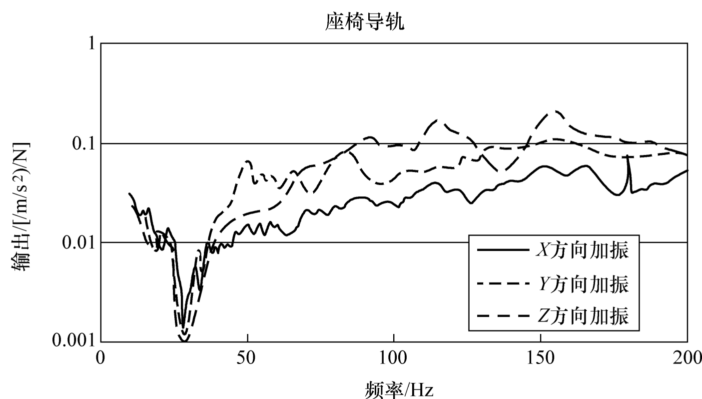


图 4.3.19　振动传递函数目标设定示例

（5）噪声传递函数

噪声传递函数一般称为 NTF（Noise Transfer Function），是考察车身动态刚度的重要指标。NTF 的意义是针对某条特定的传递路径，施加单位激励时，所引起的车内某点的噪声响应，如驾驶人耳边、后排乘员耳边。

图 4.3.20 为噪声传递函数目标设定及计算案例。噪声传递函数的单位可以是 dB（A），也可以是 dB，按照规范选取。以 dB 为单位时，目标值一般为 0.01Pa，即 55dB，即在车身某处施加单位激励时，所引起的车内声压级不超过 55dB。

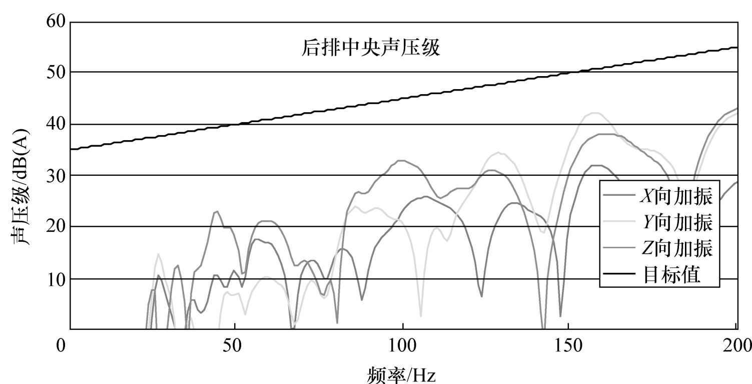


图 4.3.20　噪声传递函数目标设定示例

车身上有多处受力点，有些位置受力较大，如动力总成安装点、悬架安装点，而有些位置受力较小，如排气吊挂、散热器、转向稳定杆等处。即使是同一点，不同的方向其受力的大小也不同，如动力总成悬置，左、右悬置的 *Z* 向一般受力较大，而 *X* 向、*Y* 向则受力较小。但是前悬置则不同，一般 *X* 向、*Z* 向受力较大，而 *Y* 向受力较小。基于此，在设定 NTF 目标时，可以按照不同的位置设定不同的目标值。如动力总成安装点处，因受力较大，因此 NTF 目标要求较高，如 55dB。如排气吊挂安装点处，因受力较小，因此 NTF 目标值可以适当放宽，设定为 65dB。

2. 动力总成

动力总成是汽车上最大的激励源，除了直接产生噪声以外，在工作过程中还会产生振动，振动通过悬置、排气吊挂等路径向车身传递。选择一款性能优越的发动机，除了要求具有良好的动力性、燃油经济性以外，还需要发动机本身产生的噪声低、激励小。

（1）激励

发动机在工作过程中会产生激励，不同类型的发动机所产生的激励幅值和频率构成也是不同的。如常用的四缸直列发动机，动力总成通常向车身传递两种激励，一种是往复惯性质量产生的上下惯性力，以二阶为主、四阶次之。另外一种是往复惯性质量产生的力矩和缸内气体爆发产生的力矩，也是以二阶为主、四阶次之。如图 4. 3. 21 所示为某款发动机的二阶激励实测值。

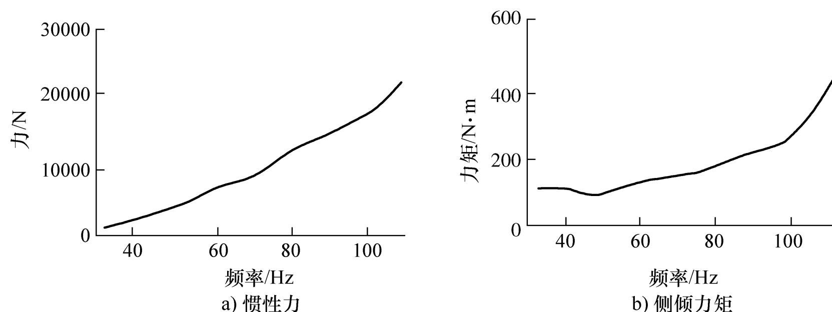


图 4. 3. 21 发动机激励实测值

三缸发动机和四缸发动机的激励形式不同。三缸发动机的往复惯性力相互抵消，只留力矩，即 1. 5 阶侧倾力矩（Roll）、1. 0 阶俯仰力矩（Pitch）和 1. 0 阶摇摆力矩（Yaw）。如果发动机带有平衡轴，会平衡掉一部分侧倾力矩。如图 4. 3. 22 所示为某款三缸发动机激励力矩的计算结果。图中的 P1 代表 1 阶 Pitch，Y1 代表 1 阶 Yaw，R1. 5 代表 1. 5 阶 Roll。

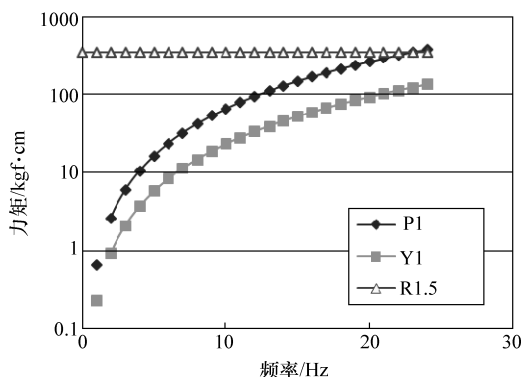


图 4. 3. 22 三缸发动机激励力矩

通常不会设定动力总成的激励目标，而动力总成本身的技术进步和性能提升属于动力总成研发技术人员的工作。与整车相匹配时，动力总成已经定型，没有大的改进空间，通常是在传递路径或者车身上采取措施。

（2）模态

动力总成模态一般包括刚体模态、弹性模态和局部模态。

动力总成通过悬置安装在车身上，悬置具有较低的刚度，通常是橡胶制品。这样，动力总成在低频范围内存在六个自由度，对应六阶刚体模态，如图 4. 3. 23 所示。由于发动机的力矩是绕着曲轴中心线方向的，因此该阶模态，即 Roll 模态是最为重要的。六阶模态要求分布在 6～17Hz 范围内，侧倾（Roll）模态为 10～12Hz，上下跳动（Bounce）模态 8～

10Hz，另外还要求各模态相互之间解耦，解耦率 85% 以上，其中侧倾和上下跳动模态至少在 90% 以上。

动力总成的弹性模态通常为弯曲模态，如图 4. 3. 24 所示。如果动力总成的弹性模态被激励起来，会产生很高的振动能量，向车身传递的力也很大，在很大程度上影响车内声品质。因此，需要对动力总成的弹性模态加以控制。一般来讲，如果是横置发动机，则由于变速器较短，因此模态较高，一般为 200Hz 以上。而对于纵置发动机，由于变速器较长，因此模态稍低，约为 150Hz 以上。

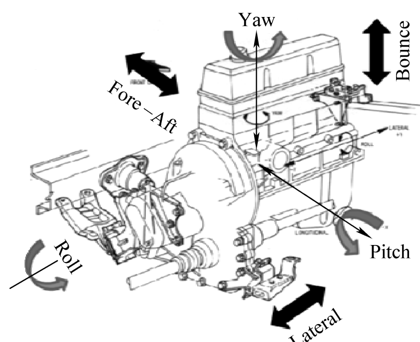


图 4. 3. 23　动力总成的刚体模态

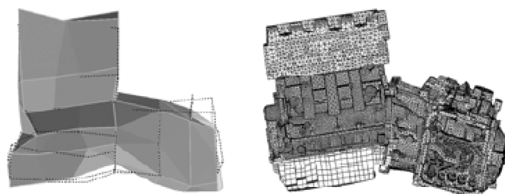


图 4. 3. 24　动力总成弹性模态

动力总成的刚度薄弱点为发动机和变速器连接位置，在进行动力总成弹性模态优化时，一般在此位置采取措施，如增加连接点、扩大连接范围等。

动力总成上还存在局部模态，如缸体局部模态（图 4. 3. 25）、变速器模态（图 4. 3. 26）。这些局部模态频率高、振动能量大。如果被激励起来，通常会造成很严重的问题。如变速器壳体的局部模态，如果被齿轮啮合力激振起来，会发出咔嗒咔嗒的噪声，即 Rattle 噪声。

发动机内部有许多零件，如曲轴、活塞、连杆等。这些零部件也有模态要求。如图 4. 3. 27 所示为曲轴弯曲模态。

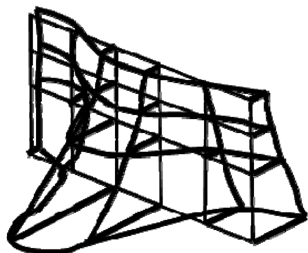


图 4. 3. 25　缸体局部模态

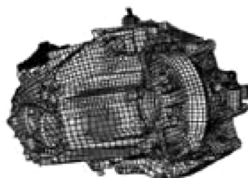


图 4. 3. 26　变速器模态

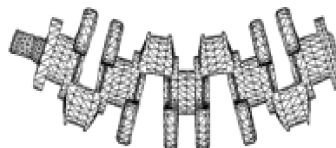


图 4. 3. 27　曲轴弯曲模态

（3）噪声

发动机噪声分三类：机械噪声、燃烧噪声和流动噪声。机械噪声是发动机各种零部件在运动过程中相互撞击、摩擦时产生的，如活塞敲缸噪声、气门落座噪声、传动带噪声等。燃烧噪声是气缸内的气体在燃烧过程中，在高压的作用下，对活塞、气缸等产生冲击激励而产生的放射噪声。流动噪声是指发动机内部高速流动的气体、液体产生的，如进气噪声、排气噪声、喷油噪声、风扇噪声等。如图 4. 3. 28 所示为某款发动机噪声的构成成分。

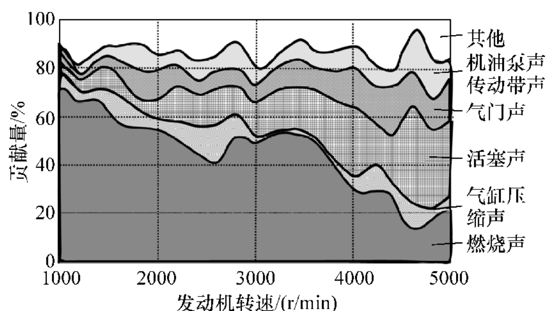


图 4. 3. 28　发动机噪声构成成分

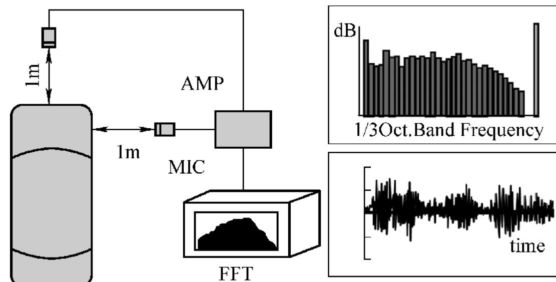


图 4. 3. 29　发动机噪声测试

1）总体噪声。发动机噪声通常用1m 声压级来测试和评价，如图 4. 3. 29 所示。通过大量的测试数据统计，总结出发动机噪声目标值如表 4. 3. 2 所示。可以根据该表对发动机的声压级进行目标设定。

表 4. 3. 2　发动机噪声目标值

发动机类型	缸数	目标值/dB
汽油机	4	$L = 50\lg N + 60\lg B - 116.5$
	6	$L = 50\lg N + 60\lg B - 114.7$
	8	$L = 50\lg N + 60\lg B - 113.5$
柴油机	4	$L = 30\lg N + 50\lg B - 48.5$
	6	$L = 30\lg N + 50\lg B - 46.7$
	8	$L = 30\lg N + 50\lg B - 45.5$

注：N 为发动机转速 r/min；B 为气缸直径，mm。

2）燃油系统。喷油系统是发动机的噪声源之一。其主要成分在几千赫兹以上的高频区域内，在发动机的某些部位，人耳对它们往往清晰可辨，它也是发动机噪声不可忽略的噪声源。

汽油泵噪声是由喷油泵和高压油管系统的振动引起的，主要是由周期性变化的柱塞上部的燃油压力、高压油管内的燃油压力以及发动机往复运动惯性力激发泵体自身振动而引起的，其大小与发动机转速、泵内燃油压力、供油量及泵的结构有关。试验表明：当凸轮轴转速增加一倍时，喷油泵噪声约增 8～15dB，燃油压力由 0 增至 150MPa 时，噪声仅增加 3～4dB，说明供油量对喷油泵噪声影响较小。提高喷油泵的刚性，采用单体泵及选用损耗系数较大的材料作为泵体，可减小因泵体振动产生的噪声。

燃油系统 NVH 目标值设定例如表 4. 3. 3 所示。

表 4. 3. 3　燃油系统 NVH 目标

部件名称	性能评价项目		测试环境	单位	目标值
燃油泵	本体噪声		消声室	dB（A）	35dB（A）@ 100Hz－35dB（A）@ 4000Hz－5dB（A）@ 16000Hz
	对车内贡献量		整车上测试		1，2 阶 <28；3 阶 <25；3 阶以上 <20
燃油管	管路振动	X	整车上测试	m/s^2	第一点小于 0. 2，其他点小于 0. 1（怠速 6 阶频率至 500Hz 范围内的单频振动，连接点从油轨往油箱方向沿着油管排序）
		Y			
		Z			



3）空调压缩机噪声。空调压缩机作为动态的旋转机构，其自身也会产生振动和噪声问题，特别是在怠速工况下，由于车内总体噪声值较低，因此空调压缩机的噪声显得很明显。另外，空调压缩机管道内部的高压脉冲激励会通过支架向车身传递，也会引起振动和噪声问题。因此，必须对空调压缩机的振动噪声级别加以限制。如表 4.3.4 为空调系统 NVH 目标设定案例。

表 4.3.4　空调系统 NVH 目标

<table>
<tr><th colspan="2">性能评价项目</th><th>测试工况</th><th>测试环境</th><th>单位</th><th>目标值</th><th>备注</th></tr>
<tr><td rowspan="2">声压级</td><td rowspan="2">驾驶人右耳位置</td><td>鼓风机最低档</td><td rowspan="2">半消声室内整车上测试</td><td rowspan="2">dB（A）</td><td>外循环≤33
内循环≤35</td><td rowspan="2">发动机熄火，吹面模式，风叶正常打开，风流量与怠速 AC－ON 工况一致</td></tr>
<tr><td>鼓风机最高档</td><td>外循环≤62
内循环≤64</td></tr>
<tr><td rowspan="6">转向盘 12 点位置振动</td><td>X 向</td><td rowspan="3">鼓风机最低档</td><td rowspan="6">整车上测试</td><td rowspan="6">m/s^2</td><td>≤0.03</td><td rowspan="6">发动机熄火，吹面模式，风叶正常打开，内外循环</td></tr>
<tr><td>Y 向</td><td>≤0.03</td></tr>
<tr><td>Z 向</td><td>≤0.03</td></tr>
<tr><td>X 向</td><td rowspan="3">鼓风机最高档</td><td>≤0.04</td></tr>
<tr><td>Y 向</td><td>≤0.04</td></tr>
<tr><td>Z 向</td><td>≤0.04</td></tr>
</table>

关于噪声：

① 总体主观评价得分至少为 7.0。

② 由任意部件激发的噪声峰值，在窄带范围、10Hz 的频率分解时不得超过 8.0dB（意味着没有峰值在 10Hz 波谱分辨率时超过邻近波谱达 8.0dB 以上）。

③ 鼓风机声音应该具有良好的线性度。

④ 1/3 倍频程车内声压级应当低于图 4.3.30 中的规定水平。

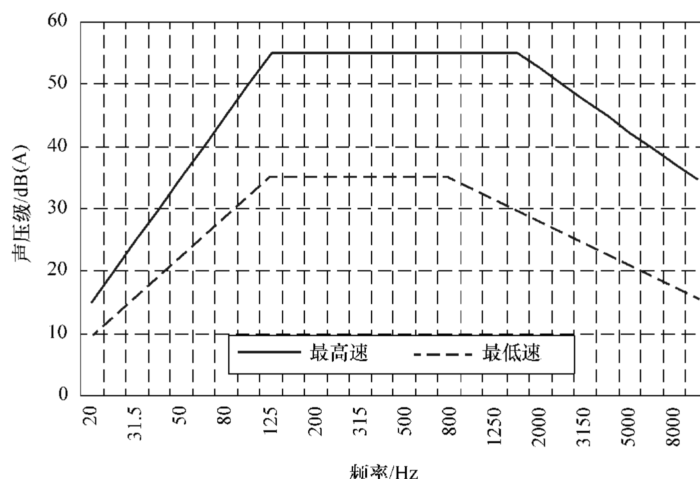


图 4.3.30　加热和通风鼓风机噪声目标

关于振动：

① 鼓风机电动机不能产生任何瞬变或脉冲振动。

② 鼓风机电动机不能产生任何稳态振动或蜂鸣声。

4）风扇噪声。风扇噪声在内燃机噪声源中也占有较大比重。风扇噪声主要是由叶片旋转噪声和涡流噪声引起的，前者是窄带噪声，后者是宽带噪声。此外，风扇的护风圈等结构由于共振也会产生机械噪声。如表4.3.5所示为冷却风扇系统NVH目标设定案例。

表4.3.5　冷却系统NVH目标

部件	性能评价项目		测试工况	测试环境	单位	目标值	备　注
冷却风扇	本体噪声	低档	13.5V稳压电源	消声室	dB（A）	<70	风扇运转，测点距离风扇中心1m×1.65m高
		高档				<70	
	驾驶人右耳噪声	低档				<33	风扇短接高档、发动机熄火（注意转速与实际相符）
		高档				<33	
	动不平衡量		/	供应商台架测试		<20g·mm	
	低档运转时转向盘振动	X	/	整车上测试	m/s^2	≤0.2	风扇高档端部电压12V、发动机熄火
		Y				≤0.2	
		Z				≤0.2	
	高档运转时转向盘振动	X	/	整车上测试	m/s^2	≤0.15	
		Y				≤0.05	
		Z				≤0.15	
冷却总成	刚体模态	Z	/	整车上测试	Hz	≤20	

3. 驱动系统

驱动系统承受动力总成传递来的转矩，并驱动车轮前进，这是驱动系统的主要激励源之一。另外一个激励源是驱动系统中的齿轮啮合力。如差速器齿轮、变速器齿轮。这些齿轮在相互啮合时，由于设计、制造及安装公差的存在，会在啮合处产生冲击力。如果公差过大，那么这个冲击力也会很大。驱动系统中一些常见的振动噪声问题，多数是由这些激励引起的，如变速器嗒嗒声（Rattle）、差速器异响等。如图4.3.31所示为典型的前横置四驱系统示意图，图中标记“★”为激励源，箭头为主要的传递路径。

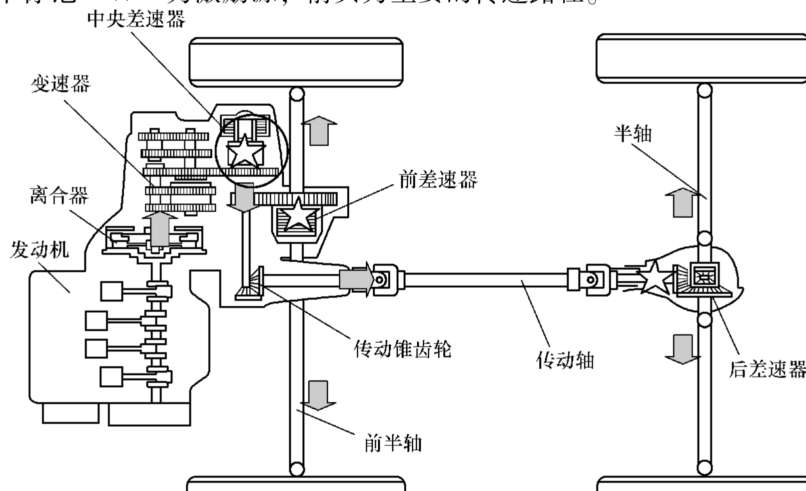


图4.3.31　前横置四驱系统



驱动系统结构复杂，存在大量的模态，频率范围宽，是车身的主要激励源之一。如果驱动系统的模态设计不合理，出现共振现象，将会引起很严重的 NVH 问题，并且非常难以解决。因此，在设计驱动系统时，要与整车通盘考虑，保证相关模态分布合理。表 4. 3. 6 为驱动系统典型的弯曲模态、振动系统、关联现象、发生原理及常用的解决方法。

表 4. 3. 6　驱动系统弯曲模态

名称	振动模态，频率	关联现象	发生原理	控制方法
windup	30～50Hz	windup 振动 BOOM	由发动机的转矩变化和传动轴的不平衡产生的悬架车轮回振，受车体振动特性的影响发出车内振动嗡嗡声	采用降低悬架车轮回振的刚性、差速器减振器不平衡等对策
驱动系 弯曲 3 节	120～130Hz	BOOM 音质	由发动机上下不平衡的力、驱动系产生弯曲 3、4 节振动、横梁和悬架的弯曲振动、受车体的振动噪声特性影响产生嗡嗡噪声。另外其他次数的噪声合成的 GOL-OGOLO 噪声等，使音质恶化	3 节：增大发动机变速器的结合刚性由动态阻尼器降低振动 4 节：万向节分割成两段、使副车架等的弯曲振动不一致化
驱动系 弯曲 4 节	170～190Hz			
驱动轴弯曲	70～100Hz	BOOM BEAT 音	由发动机的上下不平衡力、弯曲振动引发的 C2 嗡嗡噪声 DOJ、球销转向节的夹角转动产生半阶次的振动，并引起发动机的嗡嗡噪声、节拍噪声	降低动态阻尼器振动
P/P 弯曲	200～250Hz	BOOM 音质	由发动机的不平衡力、与 C2 高速范围的嗡嗡噪声、高次的嗡嗡噪声、音质等有关	变速器的结合刚性、曲轴的弯曲刚性、动力阻尼器、由弹性前轮产生的动力阻尼器的低下，由此改良振动特性
驱动系 弯曲 3 节 （T/F 弯曲）	120～140Hz	BOOM 音质	基本上与 FR 车传动轴弯曲振动的同时，因发动机横置、嗡嗡噪声使车室内音质恶化	增大安装刚性、动态阻尼器等，来改良驱动系振动系振动特性
驱动系 弯曲 4 节 （Prop 弯曲）	250～300Hz	BOOM 音质		

在设计驱动系统时，首先要了解模态的分布，并结合激励特征、车身模态，对这些模态进行合理的布置，保证相关联模态之间的解耦。例如，缠绕（windup）模态是后减速器、后悬架绕着后车轴的旋转模态，它的激励源主要是发动机的转矩变动，并通过传动轴传递过

来。当这阶模态被激励起来时，会通过后减速器悬置直接传递到车身，激起车身板件共振，并产生轰鸣噪声。

驱动轴的模态一般要求不低于200Hz，以避开发动机二阶激励。左、右驱动半轴长度不同，一般左驱动轴短，右驱动轴长。因此右驱动轴的刚度小、模态低，很难达到200Hz的目标要求。因此，在设计右驱动轴时，为了避免发动机激励，有的采取两段式结构，或者预留安装动力吸振器的空间，万一因驱动轴共振而产生了轰鸣噪声，就可以在驱动轴上增加一个动力吸振器，这样可以快速、便捷地解决问题，却又不用对结构做大的改动。

传动轴轴向长、刚度弱，因此存在多阶弯曲模态。通常将传动轴设计成两段式，也有的车型是三段式，中间用万向节连接，并通过轴承连接到车身上。另外，如果使用不等速万向节，那么由于传动轴的旋转速度不等会产生二阶激励。

驱动系统中还存在很多的扭转模态，如表4.3.7所示。各阶模态的振动系统、振型、频率、关联的NVH现象都是不同的。例如扭转1节模态，其振动系统由车身、轮胎、变速器、差速器、飞轮及离合器构成，频率范围为2～10Hz，激励源为发动机转矩变动，相关的NVH现象为窜动（Jerk）、颤动（Surge）。

表4.3.7　驱动系统扭转模态

名称	现象	激振力	振动模态	频率
扭转1节	· Jerk · Surge	·发动机转矩变动	轮胎 变速器 差速器 车体	2～10Hz
扭转2节	—	↑		20～10Hz
扭转3节	·轰鸣声、异响变速器Rattle声，差速器咔嗒声	·发动机转矩变动 ·Propeller shaft夹角		10～100Hz
扭转4节			变速器 差速器	
局部	·怠速rattle音	·发动机转矩变动	变速器	
↑	·离合器judder	·离合器非线性	离合器 Facing 变速器～差速器	

4. 进气系统

进气噪声对车内噪声、车外通过噪声的影响都非常大。图4.3.32所示为进气噪声与车内噪声的测试对比结果。可以看出进气噪声与车内噪声有较高的一致性，说明进气噪声对车



内噪声有很高的贡献。

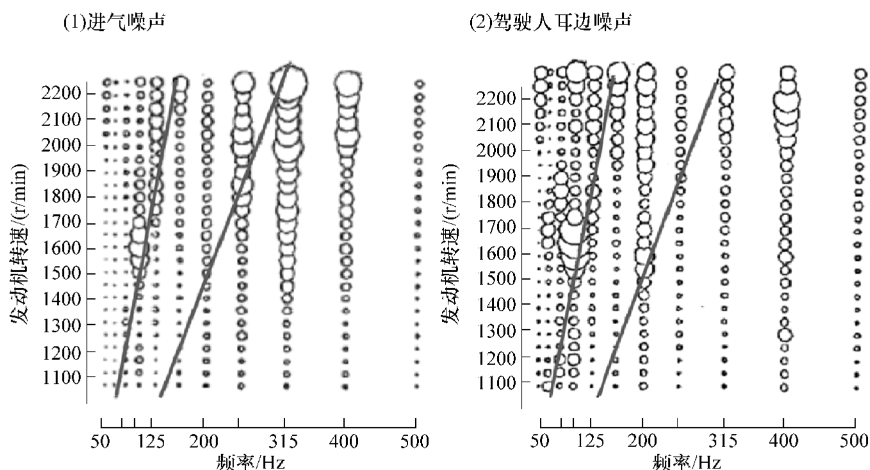


图 4. 3. 32　进气噪声与车内噪声

在整车性能开发过程中，需要设定进气系统的噪声指标。图 4. 3. 33 所示为某款汽车的进气系统噪声目标值设定案例。设定进气系统噪声目标值，除了考虑整体噪声（Overall）以外，还要考虑谐阶次噪声。谐阶次取决于发动机的气缸数，如四缸机的二阶、六缸机的三阶。通常谐阶次占总体噪声的主要成分。

除了谐阶次噪声以外，有时半阶次噪声的影响也很大。研究表明，进气歧管的长度影响进气噪声的阶次构成，如果进气歧管的各支管长度相等，则不会产生半阶次噪声。而当各支管的长度不等时，则很容易产生半阶次噪声。半阶次噪声的存在主要影响声品质。有些跑车、赛车为了使发动机声音听起来更具有强劲的动感，特意将进气歧管的支管设计成不等长，这样的发动机噪声听起来给人动力十足的感觉。

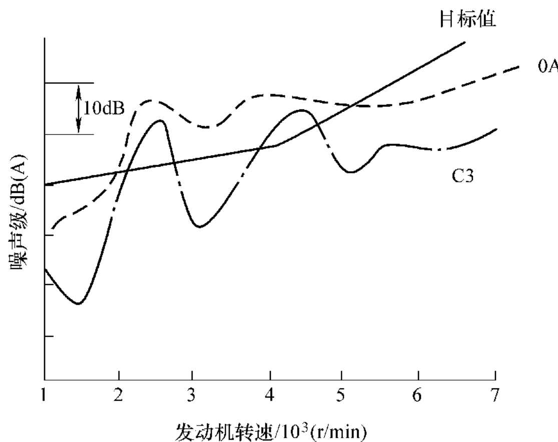


图 4. 3. 33　进气噪声目标值设定

除了总体噪声以外，进气系统中还有一些参数需要设定目标，如表 4. 3. 8 所示。

表 4.3.8　进气系统 NVH 目标设定示例

系统/部件名称	性能评价项目	测试工况	单位	目标值
进气系统	进气口噪声	定置加速（N 位、关空调）	dB（A）	65～82，无明显峰值
	进气噪声	3 档急加速	dB（A）	（85－100－110）dB（A）@1000r/min－2000r/min－5000r/min；2 阶、4 阶、6 阶噪声与总体噪声之间相差 10dB（A）以上
	插入损失		dB	>30
	传递损失		dB	>15
	消声容积		L	>10
	空气滤清器壳体动刚度	壳体上部	N/mm	50
		壳体下部	N/mm	100
		壳体前部	N/mm	50
		壳体后部	N/mm	80
		壳体左侧	N/mm	100
		壳体右侧	N/mm	100

5. 排气系统

排气系统是重要的振动噪声源，对车内噪声、车外噪声都具有很高的贡献。特别是尾管噪声，其影响最大。在排气系统设计和匹配过程中，需要重点关注尾管噪声、插入损失、传递损失以及排气背压等参数。这些参数当中，有些还是相互矛盾的，因此，在选择这些性能参数时要注意总体平衡。

排气系统噪声包括冲击噪声、空气动力噪声、辐射噪声和空气摩擦噪声。冲击噪声是指高速排气气流在管道内流动时，在一些流动突变的位置，如拐弯处、截面变化处等，由于气流冲击而产生的噪声。而空气动力噪声是指气流的压力急剧变化时产生的空气扰动噪声。辐射噪声是指消声器壳体等表面积较大的部位，由于振动而产生的放射噪声。

排气系统插入损失是指在排气系统中插入消声元件后，在排气口测试得到的声压级减小量。该指标主要是用来评估消声器的消声效果。

排气系统传递损失是指声音经过消声元件后声能的衰减，即入射声功率级与透射声功率级的差值。

表 4.3.9 为排气系统 NVH 目标设定案例。

表 4.3.9　排气系统 NVH 目标设定示例

系统/部件名称		性能评价项目		测试工况	单位	目标值
排气系统	排气吊挂	隔振率	*X* 向	怠速（N 位、关空调）	dB	>25，吊钩位置布置在模态节点处
			Y 向		dB	
			Z 向		dB	
	排气吊挂	被动测振动值	*X* 向	怠速（N 位、关空调）	m/s^2	<0.1
			Y 向		m/s^2	
			Z 向		m/s^2	



（续）

系统/部件名称	性能评价项目	测试工况	单位	目标值
排气系统	一阶弯曲	模态	Hz	避开发动机二阶次点火频率
	前消声器辐射噪声	怠速（N 位、关空调）	dB（A）	<63
	后消声器辐射噪声	怠速（N 位、关空调）	dB（A）	<59
	排气口噪声	怠速	dB（A）	<55
		定置加速（N 位、关空调）	dB（A）	57～75，无明显峰值
	插入损失		dB	>30
	传递损失		dB	>20
	排气容积		L	>40

6. 转向系统

转向盘是评价振动水平的首选位置。驾驶车辆过程中，驾驶人的手一直与转向盘接触，转向盘的振动会被敏感地察觉到，特别是一些低频振动，如怠速时的转向盘抖动，高速行驶时的摆振等。这些振动会令驾驶人感觉到不舒适，严重时会影响对转向盘的控制，容易引发事故。

转向系统结构复杂，从转向盘到转向柱、转向柱横梁（CCB）、车身、车轮，是转向系统的主要传递路径。如果发动机悬置匹配不好，那么怠速时发动机的激励没有经过充分衰减就通过悬置传递到车身，引起车身弯曲振动，带动转向盘振动，即怠速振动。另外，在车辆高速行驶过程中，如果轮胎的不平衡量过大，那么不平衡激励会通过悬架、转向器传递到转向盘，引起转向盘圆周方向的振动，即摆振（Shimmy），严重时驾驶人无法控制转向盘，容易引起事故。

避免转向盘振动主要包括两方面的措施。一是提高车身模态，使之避开发动机的怠速激励，如要求车身弯曲模态不低于 30Hz。另一个是尽量提高转向盘的一阶模态，通常要求不低于 35Hz，有的中高级车要求不低于 38Hz。

为了保证转向系统在整车状态下的模态达到 38Hz，需要将目标分解，如表 4.3.10 所示。要求每一项都要达到目标值。

表 4.3.10　转向系统目标分解

性能评价项目		目标值
转向系统	转向盘（对地约束）	>80
	转向盘 + 转向管柱（对地约束）	>55
	转向管柱（对地约束）	>60
	转向盘 + 转向管柱 + CCB（对地约束）	>45
	CCB（对地约束）	>180
	转向盘 + 转向管柱 + CCB + IP（整车安装状态）	>38

转向系统最终通过 CCB 安装在车身上，因此，对车身上的安装点的刚度也有要求。一般要求这些安装点的动刚度不低于 2000N/mm，包括 A 柱、前围板和地板中央通道等处。

7. 悬架系统

悬架系统是路面激励向车身的传递通道，要求能够有效地对路面激励加以衰减。悬架系

统本身具有多个模态，这些模态与相关激励或者模态不能产生耦合，如典型的粗糙路面激励、轮胎的空腔模态、动力总成上下跳动模态等。

图 4. 3. 34 所示为测试得到的轮心激励。通过图中的曲线可以看出，某些特定频率时的激励峰值对应特定的模态，其中轮胎模态的影响最大。因此，在悬架系统设计过程中，或者路面噪声改进过程中，一定要注意这些模态的规划。

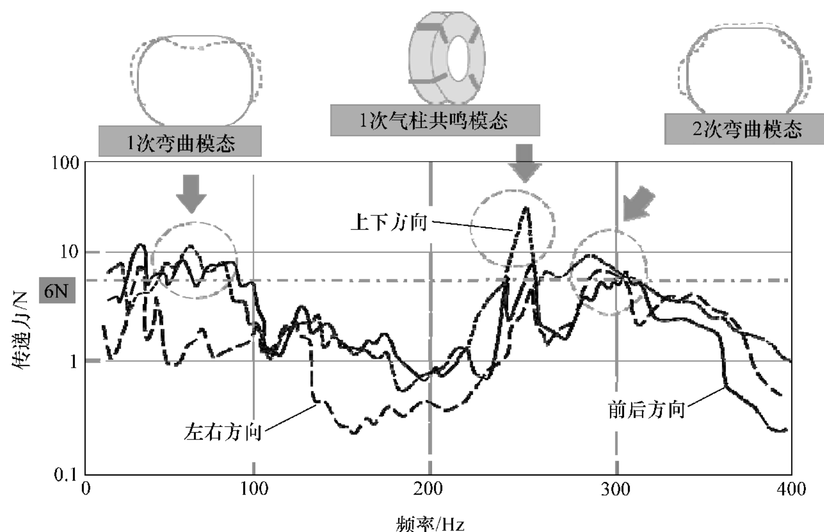


图 4. 3. 34　轮胎模态对悬架系统传递力的影响

悬架系统中构成零部件的模态的影响也很大，如图 4. 3. 35 所示，摆臂及副车架的模态对振动的传递也起到了放大的作用。对于这些风险点要严加控制。

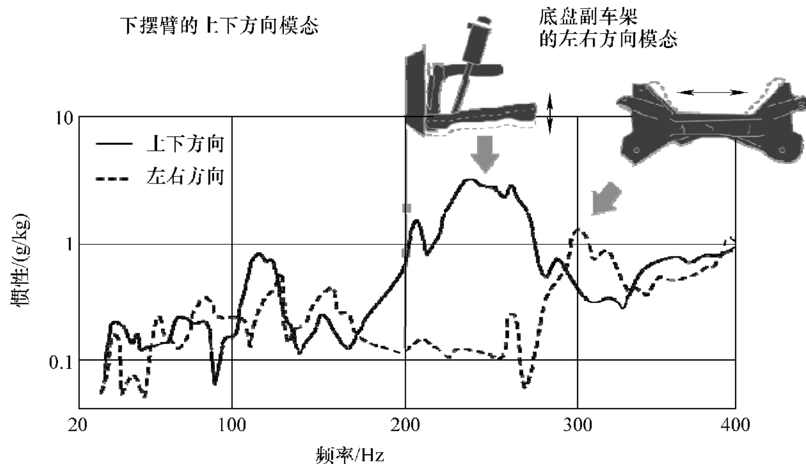


图 4. 3. 35　悬架系统模态的影响

如表 4. 3. 11 所示，为悬架系统 NVH 目标值设定案例。当然，除了这些悬架系统的零部件以外，还有其他的相关参数，如副车架模态，悬架安装点动刚度等目标需要同时关注。



表 4.3.11 悬架系统目标值设定示例

部件名称	性能评价项目		测试工况	单位	目标值
悬架	被动端振动加速度	Z 向	匀速（40km/h）	m/s²	≤0.5
			匀速（60km/h）	Hz	13~15
	前轮 hop/tramp 模态		满载	Hz	140~190 或≥270
	各杆件模态		整车约束状态	Hz	15~17
	后轮 hop/tramp 模态		满载		

8. 悬置系统

动力总成通过悬置安装在车身或车架上，因此，悬置是动力总成激励向车身的传递路径。悬置系统性能决定了动力总成激励的衰减程度，也直接影响车身振动和车内噪声。

悬置的主要目的是减小动力总成装置传递到车体的振动。动力装置和悬置组成了一个隔振系统。同时相对于整个车体来说，动力装置和悬置又相当于一个动态吸振系统，缓解路面冲击对车体的影响。悬置要承受动力装置的重量，在受到冲击作用的时候，位移不能太大，这样就要求悬置的刚度硬些，但是冲击能量是要靠阻尼吸收，所以悬置的阻尼要大。隔振的时候，频率相对高些，这时刚度低和阻尼小才会达到理想的隔振效果。一个理想的悬置应该是在低频时刚度高而阻尼大，而在高频时刚度低而阻尼小。

表 4.3.12 为某车型悬置系统 NVH 目标设定案例。在具体设计过程中，还要结合其他参数同时进行分析。如动力总成要安装在车身上，车身上的安装点就要求具有较高的动刚度，一般可选择在模态节点处，有时还需要进行局部加强。另外，前、后悬置有时是搭载在前副车架上，副车架的模态也有一定要求，如要求避开发动机的主要阶次激励，避免在加速过程中，发动机的激励通过悬置引起副车架共振，这样的共振会在车身形成强烈的轰鸣噪声。

表 4.3.12 动力总成悬置系统 NVH 目标设定示例

部件名称	性能评价项目			测试工况	测试环境	单位	目标值
动力总成悬置系统	模态频率	前/后向刚体模态 Frt/Aft		/	整车上测试	Hz	7~10
		横向刚体模态 Lateral					6~9
		垂向刚体模态 Bounce					8~10
		纵倾刚体模态 Pitch					9~12
		侧倾刚体模态 Roll					12~16
		横摆刚体模态 Yaw					12~16
		解耦率			/	%	Bounce、Pitch≥90%，其他≥80%
液压悬置	阻尼角					°	≥45
悬置软垫	刚度公差带					%	≤±15%
悬置主动端支架	模态频率			/	/	Hz	≥400
悬置被动端支架							
悬置主动端支架	动刚度（50~800Hz）			/	/	N/mm	≥1800
悬置总成	隔振率	各悬置	X 向	怠速	整车上测试	dB	≥20
			Y 向				
			Z 向				

（续）

部件名称	性能评价项目			测试工况	测试环境	单位	目标值
悬置总成	隔振率	各悬置	*X* 向	3 档全负荷	整车上测试	dB	≥20
			Y 向				
			Z 向				
悬置被动端支架	振动加速度	各悬置	*X* 向	怠速	整车上测试	m/s^2	≤0.1
			Y 向				
			Z 向				
悬置主动端支架	振动加速度	各悬架	*X* 向	3 档全负荷	整车上测试	m/s^2	≤1
			Y 向				
			Z 向				

9. 车架

车架是动力总成的载体，同时也是动力总成激励、路面激励的主要传递路径。因此，在设计车架时，要注意激励的衰减，涉及搭载点的选择、车架自身模态和刚度。同时，还要考虑车架的疲劳强度、轻量化性能要求。

（1）独立式车架

非承载式车身的车架是独立的，通过悬置与车身连接。车架与车身的连接点尽可能选择在模态节点上，这样可以保证对激励有较好的衰减效果。车架和车身之间的衬套刚度一般远小于车身或者车架的刚度，因此，车架存在刚体模态，且频率值较低。而弹性模态一般较高。图 4.3.36 所示为车架模态分布与隔振率的关系调查结果。通常车架模态要求为：

1）刚体模态分布在发动机转速 1200～1500r/min 对应的主阶次激励范围内。

2）第一阶弹性模态大于发动机 4000r/min 对应的主阶次激励。

3）如果第二条不能满足，那么要尽量提高衬套的隔振率。

图 4.3.37 所示为一个车架的设计案例。原始方案中存在的两个峰值，判断是由弹性模态共振引起的，通过采取优化方案后，该峰值得到了很好的抑制。

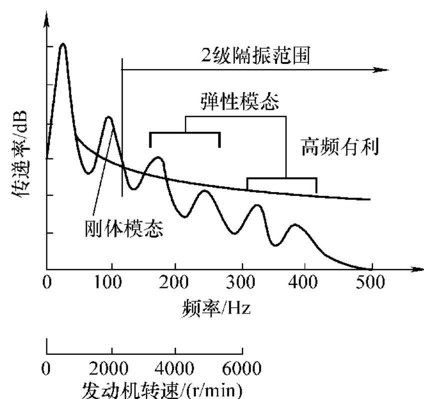


图 4.3.36 独立式车架隔振要求

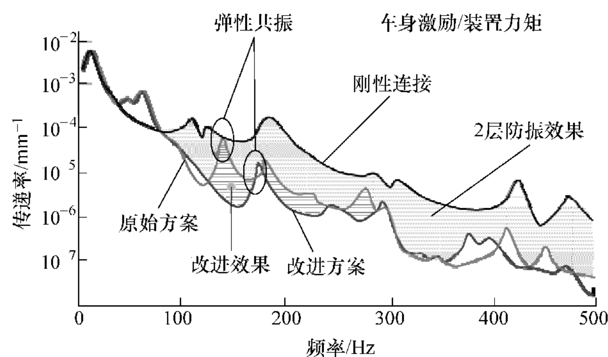


图 4.3.37 独立式车架的隔振效果

（2）非独立式车架

承载式车身的车架一般是与车身集成在一起，称为纵梁。承载式车身上一般还有前、后副车架，它们承担了一部分车架的功能。如动力总成前、后悬置通常置于前副车架上，后悬架通常置于后副车架上。

副车架最主要的性能要求是模态。一般要求副车架的模态避开发动机常用激励频率范



围。例如，对于一台搭载了四缸发动机的汽车来说，要求副车架模态不低于140Hz，它对应四缸发动机的转速为4200r/min，通常发动机不会工作在这个转速以上。同时，副车架的模态也不能太高，否则会与动力总成的弹性模态接近，同样会出现共振问题。因此，要求副车架的模态不高于190Hz。即前副车架的模态要求位于140～190Hz的范围内。

动力总成后悬置一般置于前副车架上，因此，该点还是重要的振动和噪声传递途径，要求具有良好的振动传递函数和噪声传递函数。如图4.3.38所示为动力总成后悬置到驾驶人耳边的噪声传递函数，在110～150Hz范围内，噪声传递函数大幅超过目标值。经过分析，得知是由副车架的模态引起的，而且在这个频率范围内，副车架具有多个弹性模态。

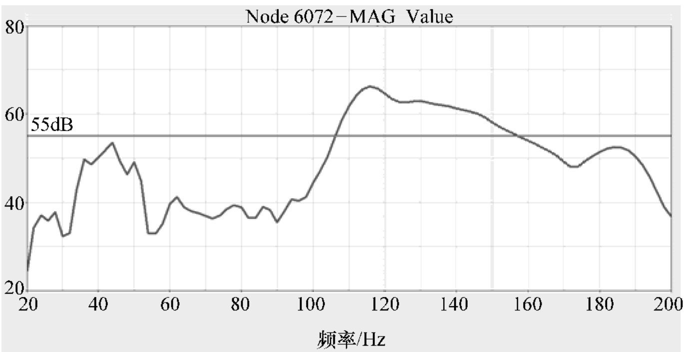


图4.3.38　后悬置安装点NTF

10. 声学包装

处理高频噪声的主要方法就是声学包装。前面叙述了汽车上的一些主要辐射噪声源，针对这些不同的声源，需要采取有针对性的降噪声措施。如动力总成噪声主要通过阻隔的方法，避免发动机噪声通过前围板、地板等处传递到车厢内。进气噪声则主要是靠吸声的方法，尽量降低进气系统本身发出的噪声。

在设计阶段，需要对每个影响整车声学包装性能的部位设定目标，如表4.3.13所示。

表4.3.13　声学包装性能参数指标

项目	部件名称	性能评价项目		单位	目标
声学包装材料性能	地毯总成	地毯材料	插入损失	dB	10dB@400Hz－26dB@2500Hz－36dB@8000Hz
	前围隔声垫	隔声垫材料		dB	10dB@400Hz－27dB@2500Hz－37dB@8000Hz
	前围隔热垫	前围上隔热垫材料		dB	3dB@400Hz－6dB@2500Hz－12dB@8000Hz
	顶篷总成	顶篷材料		dB	4dB@400Hz－10dB@2500Hz－15dB@8000Hz
	行李箱盖板	行李箱盖板材料		dB	13dB@400Hz－29dB@2500Hz－39dB@8000Hz
	行李箱侧围	行李箱侧围材料		dB	7dB@400Hz－15dB@2500Hz－15dB@8000Hz
	发动机舱盖隔声垫	发动机舱盖隔声垫材		dB	3dB@400Hz－8dB@2500Hz－13dB@8000Hz
	地毯总成	零部件级别吸声系数		/	0.3@400Hz－0.75@3150Hz－0.75@8000Hz
	前围隔声垫				0.45@400Hz－0.95@3150Hz－0.95@8000Hz
	前围隔热垫				0.34@400Hz－0.95@8000Hz
	顶篷总成				0.3@400Hz－0.8@3150Hz－0.8@8000Hz
	行李箱盖板				0.3@400Hz－0.7@1600Hz－0.7@8000Hz
	行李箱侧围				0.3@400Hz－0.7@1600Hz－0.7@8000Hz
	发动机舱盖隔声垫				0.34@400Hz－1.0@8000Hz

（续）

项目	部件名称	性能评价项目	单位	目标
气密性	整车	泄漏量	SCFM	＜70
	白车身	泄漏量		＜35
	车门	泄漏量		＜20
玻璃厚度	前风窗玻璃	厚度	mm	＞5
	前门玻璃	厚度	mm	＞4
	后门玻璃	厚度	mm	＞3.5
	后风窗玻璃	厚度	mm	＞3.5
	三角窗玻璃	厚度	mm	＞3.2
漏声	门外把手	漏声量	dB	≤10
	外后视镜座	漏声量	dB	≤10
	单向通风框	漏声量	dB	≤15
	电器线束过孔	漏声量	dB	≤15
	转向护套/转向柱线束过孔	漏声量	dB	≤10
	门框密封条	漏声量	dB	≤10
	玻璃周边	漏声量	dB	≤10
	换档拉索过孔	漏声量	dB	≤10
	离合器踏板处	漏声量	dB	≤10
	暖风空调（HVAC）过孔	漏声量	dB	≤10
	前舱拉索过孔	漏声量	dB	≤10

三、模态分布表

汽车上存在很多模态，要避免NVH问题的出现，或者解决已经存在的NVH问题，如果问题频率较低，则主要通过模态规划来实现，如果问题的频率较高，则主要通过声学包装来实现。简单地讲，就是通过模态分离，以避免出现共振。

在整车设计过程中，始终伴随着一张模态规划表，如表4.3.14所示，包括激励分布和模态分布。这张模态规划表用来指导汽车的NVH设计，因此，模态规划表非常重要。在这张表中，包括激励、传递路径和主要模态、相关联的激励和模态之间的分布一目了然。

汽车的主要激励来自于动力总成和路面，以及一些旋转部件的不平衡力。

动力总成激励中包含多种构成成分，通常以发动机点火阶次为主。例如对于常用的四缸发动机，其主要激励为二阶。

路面激励一般频率较低，低于20Hz。路面的种类不同，激励类型也不同。常见的有周期性凸凹不平路面，如防滑路和铺石路等有一定间隔凸凹不平的路面。另外还有高速公路的路面，其激励是全频段的位移。

汽车上还有一些旋转零部件，工作时会产生不平衡激励，如轮胎、传动轴、风扇等。这些不平衡激励的频率与工作转速相关。不平衡量来自于制造和装配误差，误差超标时将会产生过大的激励。轮胎的不平衡量如果过大，所产生的激励会通过悬架系统传递到车身、转向系统，



引起转向盘圆周方向的振动，即摆振。摆振一般发生在车速较高时，具有很高的危险性。

汽车上的一些重要模态都要在模态分布表上有体现。如车身的弯曲和扭转模态、转向盘模态、悬架系统模态、动力总成刚体模态、排气系统模态、车内声腔模态、车身板件的局部模态等。

当然，并不是要求所有的模态都必须避开。要求避频的只是相关联的模态。如车身的弯曲模态和发动机的激励。特别是对于前横置发动机，发动机的转矩与车身的弯曲模态方向一致，因此这二者必须避开，否则会有很大的风险，出现问题时也很难改进。

表 4.3.14 整车模态分布表

模 态 分 布 表												
分类	频率 Frequency/Hz	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
激励源	1. 动力总成											
	怠速二阶（850r/min）											
	2. 轮胎/车轮											
	一阶不平衡激励（90~120km/h）											
	二阶不平衡激励（90~120km/h）											
底盘系统	1. 悬架											
	前轮簧下											
	后轮簧下											
	2. 副车架											
	副车架一阶弯曲模态(Free-Free)											
	副车架一阶弯曲模态(整车约束)											
	副车架刚体模态（软连接副车架）											
	3. 传动系											
	左半轴一阶弯曲模态											
	右半轴一阶弯曲模态											
动力总成系统	1. 动力总成											
	前/后向刚体模态 Frt/Aft											
	横向刚体模态 Lateral											
	垂向刚体模态 Bounce											
	纵倾刚体模态 Pitch											
	侧倾刚体模态 Roll											
	横摆刚体模态 Yaw											
	悬置支架模态(整车约束)											
	2. 进气系统											
	空气滤清器壳体一阶固有频率											
	3. 排气系统											
	一阶弯曲模态											
	排气消声器壳体一阶固有频率											
车身系统	1. 车身											
	TB车身 一阶弯曲模态	避开怠速AC-OFF和AC-ON基频										
	TB车身 一阶扭转模态											
	2. 车身局部											
	顶盖一阶弯曲模态											
	地板一阶弯曲模态											
	防火墙一阶弯曲模态											
	3. 车身空腔模态											
	一阶											
	4. 仪表板及转向											
	转向盘											

整车模态设计注意事项如下：

① 从驾驶平顺性角度而言，动力总成悬置系统刚体模态频率最低不小于 7Hz，最高应处于隔振有效频段内即小于 17.7Hz。

② 动力总成悬置系统刚体 Roll 模态频率应控制在 1/3 ~ 1/2 倍激励频率范围，一般为 10 ~ 12Hz。

③ 前轮上下跳动模态频率应避开动力总成刚体 Bounce 模态。

④ 转向系统模态频率应高于怠速带载激励频率 2 ~ 3Hz，一般设定为高于 35Hz。

⑤ 车身弯曲模态及各子系统或部件的模态频率应避开怠速激励频率范围。

⑥ 不同子系统模态频率之间应合理错开，尽量避免耦合。

⑦ 座椅模态频率应高于车轮簧下跳动模态 3Hz，且低于怠速点火频率 3Hz。

⑧ 前舱盖、后背门模态应避开车身模态（ >2Hz）及车内空腔模态频率5Hz，车门应避开车内空腔模态5Hz。

第四节　正 向 设 计

按照整车开发流程，当完成概念设计和目标设定及分解以后，就进入了正向工程设计阶段。首先，设计部门会提供初版CAD数模，当然车身各系统的数据发布有的快一些，有的慢一些。接下来的主要责任由CAE部门承担。CAE分析工程师根据事先编制的分析清单，收集数据和参数，根据分析目的搭建各种模型，开展各项分析任务。所有的分析都应该按照规范进行，这样可以保证分析结果的一致性和可靠性。所有的分析结果都要经过评审，与先期制定的目标值进行对比，不合格项要分析原因，并制定优化方案。所有的分析项都满足目标要求后，才能进入下一个阶段，即开始试制样车。

当然，在实际设计过程中，由于时间、成本、空间布置、工艺等因素的限制，不可能所有的项目都满足目标要求。这时，就要根据一定的规则进行风险评估，审查每个风险点是否在可控范围内，保证每个风险点都有切实可行的解决方案。一旦在后期实验过程中发生了问题，能够快速地制定解决措施。

一、分析内容

正向设计过程中的分析内容应该能够涵盖零部件、系统和整车，与NVH目标项是对应的。例如，对于悬置支架的模态目标，就要开展悬置支架的模态分析，对分析结果进行评价，如果不满足目标要求，就要想办法加以优化。

1. 零部件分析

汽车上的一些零部件是要保证模态和刚度要求的。如动力总成中的曲轴、连杆、活塞、机油泵壳体、气门室罩盖等关键件，底盘系统中的摆臂、转向节，制动系统中的制动盘、制动钳，驱动轴、悬置支架、空气滤清器壳体等。

图4.4.1所示为制动盘模态分析结果。制动盘模态频率高，与制动噪声相关，如果制动盘与制动钳之间因摩擦而产生的激励将制动盘模态激励起来，会产生很高的啸叫噪声。而制动盘模态优化也是解决高频制动啸叫噪声的有效手段。

图4.4.2所示为悬架系统转向节的模态分析结果，它与路面噪声相关。转向节共振时，会将路面激励大幅放大，产生严重的路面噪声。如图4.4.3所示，路面噪声的实验测试结果

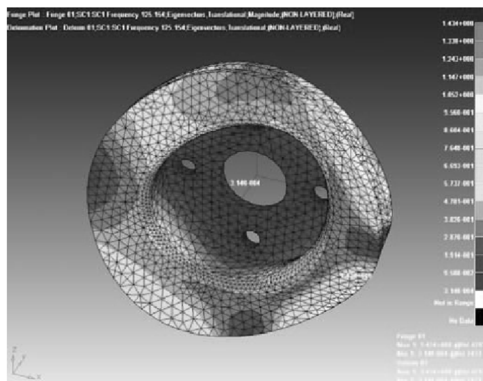


图4.4.1　制动盘模态

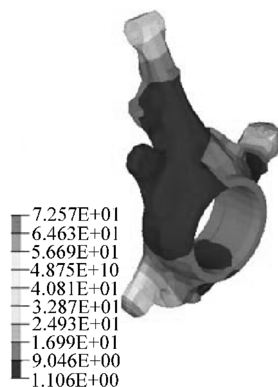


图4.4.2　转向节模态



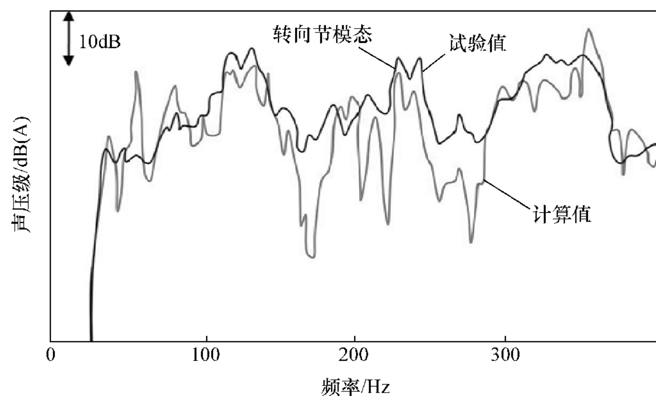


图 4. 4. 3　转向节模态与路面噪声

和仿真分析结果显示，240Hz 附近存在噪声峰值。通过传递路径分析，得知这个峰值是由转向节的模态造成的。因此，优化转向节模态可以有效降低该峰值。

2. 系统级分析

（1）白车身

白车身是由地板、侧围、前围板、顶盖等几部分焊接而成。各汽车公司的白车身定义略有不同，有的将固定玻璃，如前、后风窗玻璃（三厢车），刚性连接副车架，前后保险杠都划分在白车身上，实际工作时，要按照规范进行。

白车身阶段可以开展静刚度、模态、动刚度分析。静刚度还包括车身弯曲刚度、扭转刚度、前端横向刚度、底盘及动力总成各安装点静刚度。表 4. 4. 1 为白车身上能够进行的分析内容清单。

表 4. 4. 1　白车身分析清单

项目	分析内容
刚度	弯曲刚度
	扭转刚度
	前端横向弯曲刚度
	后端横向弯曲刚度
	前减振器中心点间刚度
	后减振器中心点间刚度
	前悬架摆臂安装点间刚度
	后悬架摆臂安装点间刚度
	车身主要接头刚度
模态	车身弯曲模态
	车身扭转模态
	车身呼吸模态
	车身横向弯曲模态
	板件局部模态
其他	等效声辐射功率分析
	灵敏度分析

车身上通常都会粘贴有减振降噪用的阻尼板。阻尼板的粘贴位置可以由等效声辐射功率分析结果来确定，这样可以避免在不需要的地方粘贴了阻尼板，或者在需要的地方却被忽略了。等效声辐射功率分析可以帮助确定最合理的阻尼板设计，既能保证减振降噪的目的，同时还可以保证阻尼板用量最少，满足轻量化要求。

灵敏度分析有助于制定轻量化方案，结果显示有些零件对刚度敏感，有些零件对重量敏感。根据灵敏度分析的结果，可以对车身的板件厚度加以调整，在满足模态和刚度要求的同时，减轻车身重量。甚至还可以进行拓扑优化，对零件的结构形状进行重新设计，在满足性能要求的同时，实现重量最小。

板件的局部模态影响车内噪声，如果发生在座椅安装点、转向系统安排点处，还会影响振动。因此，需要了解车身的局部模态分布情况。特别是一些面积较大的件，如地板、前围板、顶盖、侧围等处，都是容易出现低频局部模态的位置。根据局部模态的分布，可以对这些板件进行局部加强，如起筋、增加加强板和焊点、使用粘胶、粘贴阻尼板等。

车身在设计过程中，经常会有很多性能不达标的现象，如弯曲模态、扭转模态、静刚度等。优化时，要找到问题出现的原因，有很多种方法可以提供快速帮助，如灵敏度分析、模态贡献量分析等。例如，对于扭转模态优化，可以先从接头刚度入手。车身上的 A 柱、B 柱、C 柱等处是重要的接头，这些接头刚度在很大程度上影响整车的刚度。

（2）动力总成

动力总成一般是单独开发的，并且先于汽车开发。在汽车开发过程中，只是选择已有动力总成，并与底盘、车身匹配到一起，重点是悬置系统的设计。

动力总成是汽车最重要的激励源，工作过程中会产生振动和噪声，因此，控制动力总成本体的振动和噪声是从源头上控制 NVH 问题。为了开发出一款性能优良的动力总成，需要开展各项分析工作，如表 4.4.2 所示。

表 4.4.2　动力总成分析项目

项目	内　容
模态	动力总成
	变速器总成
	缸体
	缸盖
	曲轴
	连杆
	活塞
	油底壳
	气门室罩壳
	机油泵壳体
刚度	曲轴刚度
	连杆刚度
振动	动力总成传递函数
	变速器壳体传递函数
噪声	动力总成辐射噪声
	油底壳辐射噪声
	机油泵壳体辐射噪声



1）激励分析。不同类型的动力总成其激励形式是不同的。在没有实机之前，可以通过软件、公式对其激励进行模拟，并用于整车级别的性能预测，如怠速振动、加速噪声等。如图4.4.4所示为常用的四缸直列发动机激励计算公式。激励包括往复惯性质量产生的惯性力、往复惯性质量产生的力矩和缸内气体爆发产生的力矩。式中的 D 为气缸直径，m 为往复惯性质量，包括活塞组、连杆小头质量，l 为连杆长度，r 为曲拐半径，ω 为曲轴转角。

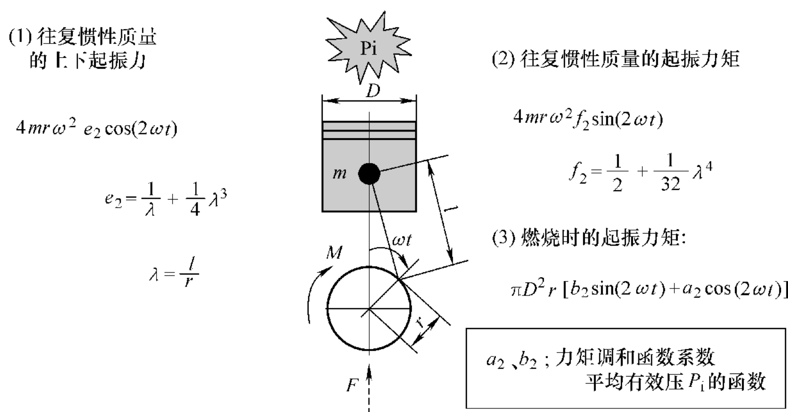


图4.4.4　四缸发动机激励计算公式

图4.4.5所示为某款四缸发动机往复惯性力及力矩的计算结果。输入参数包括曲柄连杆机构的几何尺寸、重量信息，以及平均有效缸压。将该结果施加到整车模型上，就可以计算发动机激励下的车身振动、车内噪声。

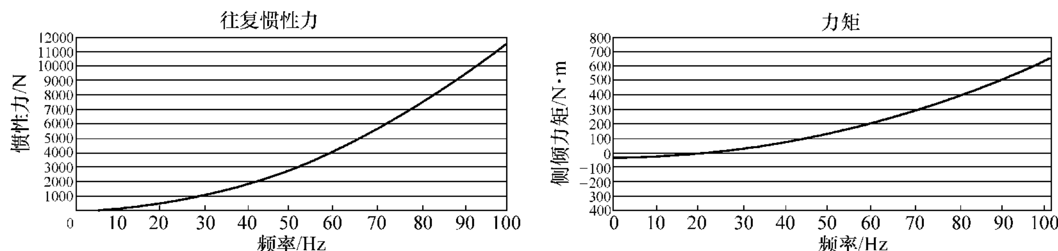


图4.4.5　四缸发动机往复惯性力及力矩计算结果

发动机激励的计算方法还有很多种，如LMS. AMESim、MSC. ADAMS等商业软件也有这种功能。输入发动机缸压、曲柄连杆机构几何参数，就能得到发动机的激励，针对不同类型的发动机，能够得到不同的激励。如怠速工况时的二阶激励、全负荷工况下的激励等。如图4.4.6所示为利用LMS. AMESim软件计算得到的四缸发动机怠速工况时的二阶激励，包括惯性力和力矩。

当然，如果具备条件，最好还是通过实验方法去测试得到发动机的激励，这样得到的数据是最准确的。测试时，可以直接测试发动机的力矩和惯性力，也可以测试各接附点的激励。由于前者操作难度较大，因此，用得较多的是后者。例如，为了得到怠速工况激励，可以测试各悬置的激励。而测试悬置的激励有多种方法，如利用力传感器直接测试，但是这种方法操作性差，对实验设备、实验工程师的要求较高。实际中，是利用动刚度法来间接获得

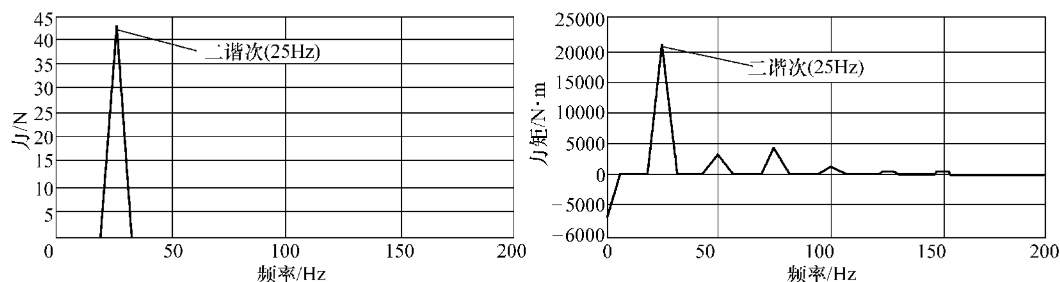


图 4.4.6　四缸发动机怠速二阶激励

激励。测试时，在悬置的主、被动端粘贴加速度传感器，测试主、被动端的加速度，经过两次积分后，得到悬置主、被动端的相对位移，再测试得到悬置的动刚度，这样就可以得到悬置的传递力。

如图 4.4.7 所示为动力总成悬置传递力的测试结果。

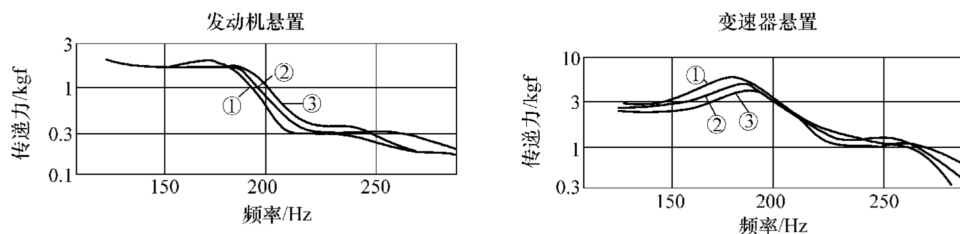


图 4.4.7　悬置传递力测试结果

除了上述激励以外，发动机中的部件在工作过程中还会产生摩擦和敲击激励，如活塞敲缸力、气门落座激励、正时带啮合激励等。如图 4.4.8 所示为活塞敲缸激励，它是活塞敲缸噪声的激励源。

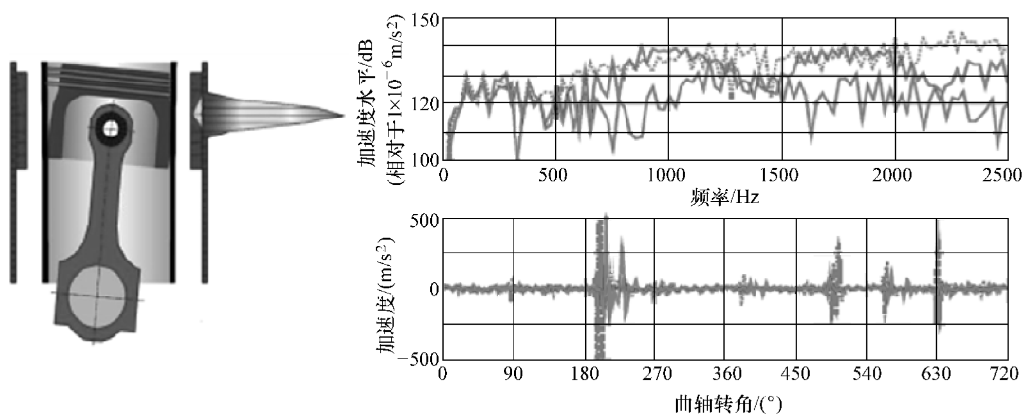


图 4.4.8　活塞敲缸激励

2）模态。动力总成包括发动机和变速器，发动机和变速器又是由大量的零部件构成的。动力总成本身具有弯曲、扭转模态。变速器本身也有很多模态，最重要的当属壳体的局



部模态，它直接影响变速器敲击噪声。发动机中的曲轴、连杆、活塞、气门、飞轮等零部件，在工作过程中会承受很大的激励，这些零部件的模态非常重要。如图 4. 4. 9 所示为动力总成的有限元模型，图 4. 4. 10 所示为曲轴的模态分析结果。

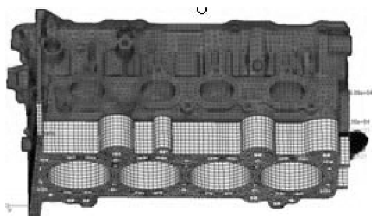


图 4. 4. 9　动力总成有限元模型

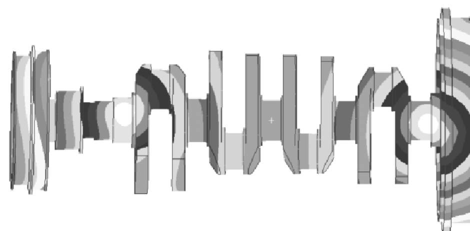


图 4. 4. 10　曲轴模态分析

3）辐射噪声。动力总成在工作过程中会发出辐射噪声，而这也是评价动力总成性能的项目之一。辐射噪声可以按照实验规范测试，也可以在先期利用软件进行模拟计算。如图 4. 4. 11 所示为动力总成辐射噪声的计算模型示意图，图 4. 4. 12 所示为发动机 6000r/min 时辐射噪声的计算结果。



图 4. 4. 11　动力总成辐射噪声

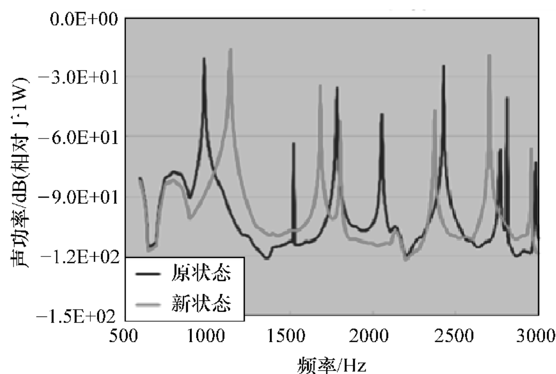


图 4. 4. 12　动力总成辐射噪声计算结果

发动机上的一些罩壳类零件，如油底壳、机油泵壳、气门室罩等，在工作过程中也会发出辐射噪声，而这些都是动力总成辐射噪声的组成部分。在测试或者计算过程中，可以对这些局部辐射噪声进行声源定位分析，以快速制定优化方案。

变速器壳体也会发出辐射噪声，其激励源来自于变速器内部的齿轮啮合力。通过对变速器壳体进行局部加强，提高刚度，可以有效控制变速器敲击声。

（3）转向系统

转向系统分析主要包括模态、刚度及传递函数，如表 4. 4. 3 所示。

表 4. 4. 3　转向系统分析项目

项目	内　　容
模态	转向盘本体模态（含安全气囊）
	转向盘 + 转向柱模态
	转向盘 + 转向柱 + CCB 模态

（续）

项目	内　　容
模态	CCB 模态
	转向盘 + 转向柱 + CCB + IP 模态
	TB 或整车状态下转向盘模态
刚度	CCB 静刚度
	CCB 安装点动刚度
传递函数	动力总成及底盘接附点到转向盘 VTF

整车状态下转向盘的模态至少要达到 35Hz 以上，这样才能有效地避免出现怠速抖动等问题。为了实现这一目标，需要将总体目标值进行分解，要求每一步都要达到目标值要求。

通常关注的是转向盘的前两阶模态，其实在转向盘第一阶模态之后还存在很多阶模态，而这些模态有可能被发动机的四阶激励激起来，同样会产生转向盘抖动，这一点尤其要注意。

（4）进气系统

进气系统噪声对车外噪声和车内噪声都有较高的贡献量，特别是声品质的影响更大。因此，进气系统的设计既要满足结构、功能需要，还要满足性能要求。

进气系统传递损失是评价进气噪声最重要的指标之一，它对进气系统的布置方案、空气滤清器容积、进气管直径及长度、谐振腔参数等进行综合评价。

空气滤清器属于薄壳类零件，表面平坦、刚度低，存在局部模态，在进气气流的冲击下，很容易产生辐射噪声。因此，空气滤清器壳体要满足模态要求。模态分析能够快速、准确地对设计方案进行验证，如果模态不满足目标要求，则要进行必要的优化。如图 4. 4. 13 所示为空气滤清器壳体模态计算结果。

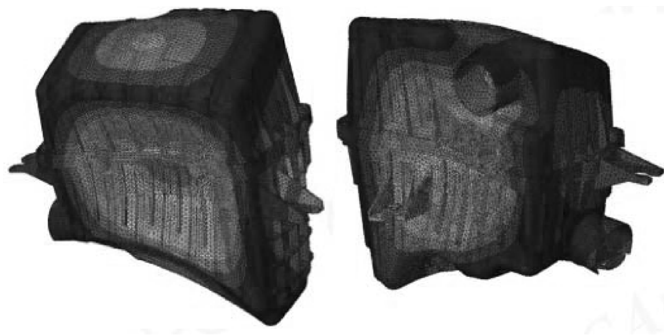


图 4. 4. 13　空气滤清器壳体模态

谐振腔和 1/4 波长管是解决进气系统噪声的有效手段。对于进气系统设计方案，可以通过多种方法进行性能验证，或者直接通过实验手段测试。如果进气系统中存在异常噪声，那么，设计谐振腔或者 1/4 波长管是最常用也是最有效的方法。其前提是要有足够的测试或者分析数据支持，通过谐振腔或者 1/4 波长管参数验算，以决定最佳的尺寸和参数。



（5）排气系统

排气系统与动力总成直接连接，将发动机工作过程中产生的废气排放到空气中去。动力总成的振动激励会直接传递给排气系统，引起排气系统振动，通过排气吊挂向车身传递。排气系统内部高速流动的高温废气，冲击排气管壁，产生摩擦噪声、气动噪声，特别是在排气出口处的噪声，对车外通过噪声的影响更大。

排气系统的振动应该控制在合理的范围内，包括排气管的弯曲及扭转模态、通过排气吊挂向车身传递的激励大小、排气吊挂的隔振率等。应该根据排气系统的 NVH 目标定义，开展相应的分析和计算，以确保每项指标都满足目标要求。表 4.4.4 为排气系统在设计过程中需要进行的分析项。

表 4.4.4　排气系统 NVH 分析内容

项目	内　　容
模态	排气管弯曲模态
	消声器壳体模态
	排气吊挂模态
	排气吊挂位置设计
噪声	排气口气动噪声
	消声器壳体辐射噪声
传递函数	排气吊挂安装点动刚度
	排气吊挂安装点 VTF
	排气吊挂安装点 NTF
	排气吊挂隔振率
激励	排气吊挂传递力

排气吊挂数量、位置及动刚度设计是影响排气系统振动最主要的参数。通过排气系统模态分布、安装点动刚度、VTF、NTF 及隔振率、传递力等综合分析，来最终确定排气吊挂的布置方案及性能参数。

（6）悬架及轮胎系统

悬架及轮胎系统是典型的非线性系统，具有随负载及运动而变化的刚度及阻尼，影响车辆的操纵稳定性、乘坐舒适性和路面噪声。由于非线性系统的分析非常困难，结果具有不确定性，因此，常常将悬架及轮胎系统小位移运动简化为线性系统来分析。

1）模态。模态是悬架及轮胎系统最基本的振动特性，掌握悬架及轮胎系统的模态是 NVH 设计的关键。

簧下振动系统是由轮胎及悬架的质量和刚度组成的，其模态较低，一般约为 13～15Hz（前悬架）、15～17Hz（后悬架）。簧上振动系统是由车身的质量、悬架的刚度及减振器的阻尼构成的，其模态一般约为 1～2Hz，即通常所说的偏频。当悬架行程较大时，悬架的刚度变大，此时，簧上模态约为 4～8Hz。悬架及轮胎系统的这些低频共振与人体敏感频率接近，振幅较大时会给乘员带来非常不舒适的感觉。

悬架及轮胎系统中还存在高频模态，如减振弹簧、摆臂等零部件。这些部件模态高，有时对路面具有放大作用。

轮胎本身具有多阶模态。首先最典型的是轮胎空腔内部的声腔模态，约为240Hz。轮胎胎壁的模态也较高，对路面激励也具有放大作用。如图4.4.14所示为轮胎模态，图4.4.15所示为悬架及轮胎系统模态对路面激励的影响。曲线上的峰值对应特定的模态。

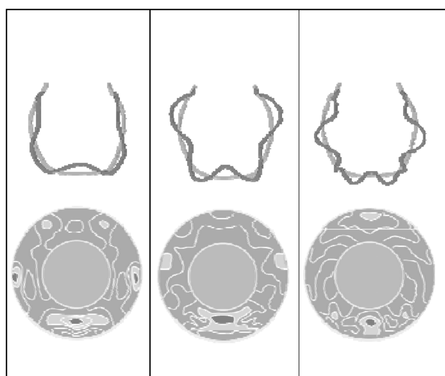


图4.4.14　轮胎模态

2）激励。汽车在路面上行驶时，路面的激振力传递到轮胎，再经过轮胎内空气和轮辋的耦合系统传递到车轴，形成车轴上的纵向力、垂向力，有时还有力矩。路面对轮胎的激振力来自两个方面，一是路面通过接触面对轮胎不断地局部挤压和释放，产生垂向激振力；另一方面是路面与轮胎橡胶在接触面不断地滚挤和释放，产生纵向激振力。如图4.4.16所示为某车悬架系统传递力计算结果。

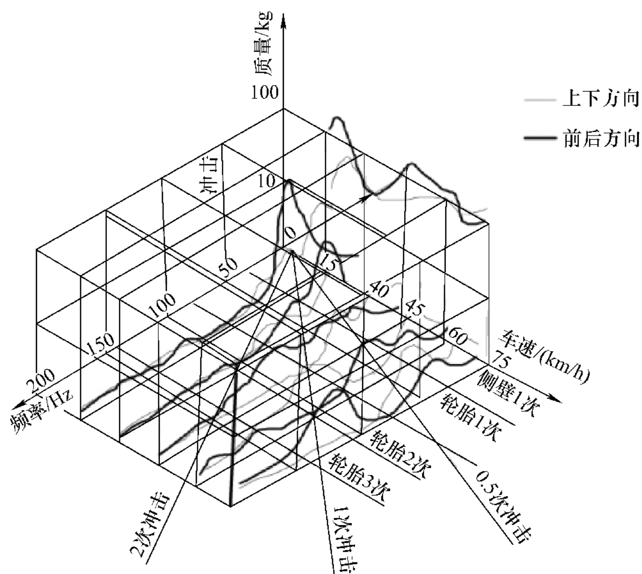


图4.4.15　悬架及轮胎系统模态对激励的影响

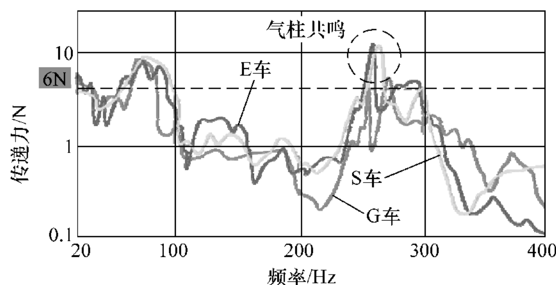


图4.4.16　悬架系统传递力



悬架及轮胎系统的传递力直接测试有很大的难度，通常是利用测试和计算的混合方法来获得。最常用的方法是逆矩阵法。首先通过测试方法得到车辆在一定的工况（粗糙路面、时速60km/h）下的轮心加速度，然后在台架上测试得到轮心处的原点动刚度，就可以通过逆矩阵方法得到轮心处的激励。也可以通过有限元方法获得轮心处的原点动刚度。

悬架系统激励的另外一种测试方法是动刚度法。在悬架系统与车身的各接附点处粘贴加速度传感器，衬套的主动端和被动端同时测试。将测试得到的加速度经过积分后得到相对位移，再乘以衬套的刚度，就可以得到传递力。该种方法与动力总成悬置传递力的测试方法相同。

（7）车架

车架起到转接作用，一端与车身连接，另一端搭载了动力总成、悬架系统，直接承受动力总成和路面传递而来的激励。车架的隔振性能直接影响整车的NVH性能。车架的NVH相关性能主要是指模态和传递函数。

1）模态。车架最主要的振动特性是模态，包括弹性模态和刚体模态，其中弹性模态只有车架与车身为弹性连接时才有。

货车及大型轿车的车架与车身多数是通过衬套弹性连接的，有些轿车的副车架与车身也是弹性连接。弹性连接的车架或者副车架存在刚体模态，如上下跳动、俯仰、侧倾等。如图4.4.17所示为副车架模态，其中包括刚体模态和弹性模态。图4.4.18所示为某车型的前副车架模态测试结果。

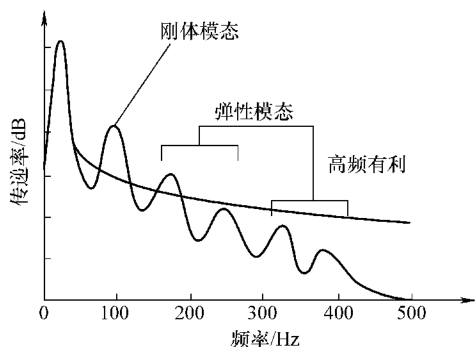


图4.4.17　副车架模态

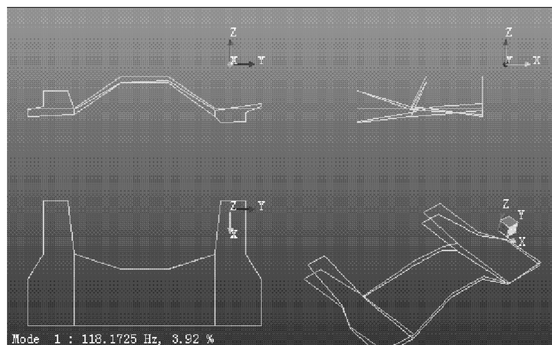


图4.4.18　副车架模态测试值

副车架的模态分析包括多个工况，如自由状态、约束状态及整车状态。如表4.4.5所示。

表4.4.5　副车架模态分析工况

项目	内容	说　　明
副车架单体	自由模态	无约束
副车架单体	约束模态	约束与车身的连接点
整车状态下	约束模态	整车状态下
简易约束	约束模态	用弹簧模拟车身连接点刚度

如图4.4.19所示为副车架简易工况示意图。由于将副车架安装到车身上以后，在

100Hz 以上范围有很多阶模态，副车架本体的模态识别困难，同时计算时间很长。为了解决这些问题，可以按照图 4. 4. 19 所示的方法加以简化。用弹簧来模拟车身安装点的刚度，这样就可以将车身省去，既节省了计算时间，又很容易判断副车架的模态。

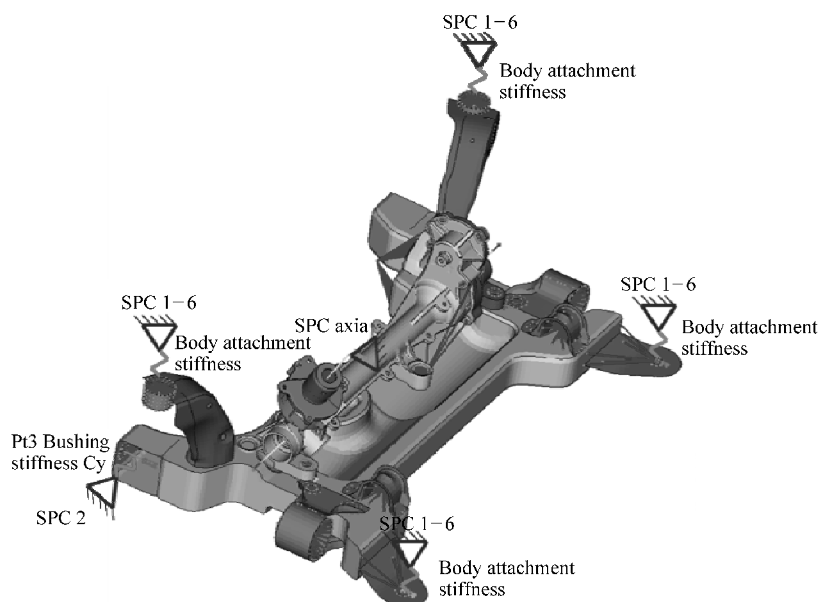


图 4. 4. 19　副车架简易工况示意图

2）传递函数。副车架与车身的安装点要求具有一定的动刚度，否则无论副车架本身设计得多强，也无法保证副车架的模态达到目标要求。具体刚度值要根据实际情况确定，最好是在早期就决定下来，主要是指纵梁的截面形状、板厚、加强结构等。这些参数在后期很难更改，常常遇到副车架模态优化时，发现车身安装点刚度低。这时再想提高安装点的刚度就已经非常困难了。

副车架上还有一些其他的安装点，如悬置安装点、摆臂安装点、稳定杆安装点、转向机构安装点等。这些安装点都是受力点，都有相应的评价指标，如动刚度（IPI）、振动传递函数（VTF）、噪声传递函数（NTF）。另外，如果副车架与车身是弹性连接，那么副车架与车身的安装点也同样有上述要求。如图 4. 4. 20 所示为后悬置安装点到驾驶人耳边的噪声传递函数对标结果。

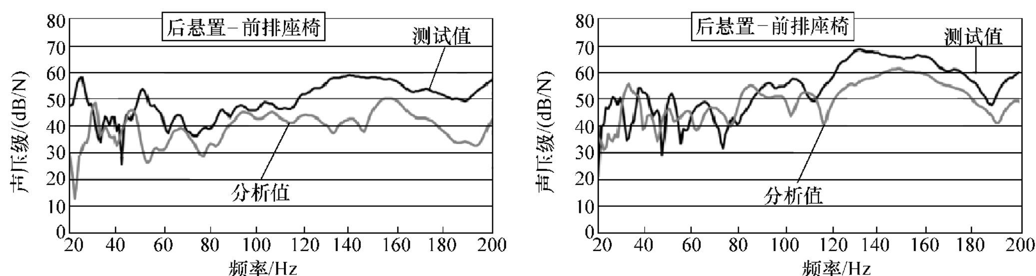


图 4. 4. 20　NTF 测试值与分析值对标



（8）悬置系统

悬置最主要的 NVH 性能参数是动力总成模态分布、解耦率、隔振率和传递力。

前面介绍过，不同类型的发动机其激励形式和频率范围是不一样的，因此动力总成的模态分布是不同的。以常用的四缸发动机为例，如果没有特殊的平衡机构，那么它的激励主要包括两部分，一部分是往复惯性质量产生的上下方向惯性力，另外一部分是惯性质量产生的力矩和缸内气体爆发产生的力矩。根据隔振理论，要求四缸发动机的刚体模态分布在 6 ~ 17Hz 范围内。不超过 17Hz 是为了与发动机怠速激励避开，不低于 6Hz 是为了避免悬置刚度太低而使得动力总成振幅过大，与周边部件产生撞击与干涉。

解耦率是动力总成六个刚体模态之间的解耦程度，特别是上下跳动（Bounce）模态和侧倾（Roll）模态。这样可以避免模态耦合带来的不确定性因素，在对某阶模态进行调整时，不会影响到其他模态。如表 4.4.6 所示为某车型动力总成的刚体模态分布及解耦率结果。

表 4.4.6　动力总成的刚体模态分布及解耦率

6 自由度解耦率计算	Fore/Aft	Lateral	Bounce	Roll	Pitch	Yaw
模态计算/Hz	6.1	7.0	8.4	14.4	10.1	7.6
Fore/Aft	98.17	0.02	0.00	0.00	0.07	1.74
Lateral	0.00	96.70	0.00	2.30	0.03	0.97
Bounce	0.01	0.02	93.85	0.00	4.39	1.73
Roll	0.09	2.94	0.20	90.48	0.15	6.15
Pitch	0.41	0.19	2.60	0.03	88.13	8.63
Yaw	1.32	0.14	3.36	7.18	7.23	80.78

动力总成悬置系统有多条轴，分别为中心轴、惯性主轴和力矩轴。中心轴是指曲轴中心线，惯性主轴通过动力总成重心，由动力总成的重量和转动惯量决定，从理论上讲应该存在六条惯性主轴。而力矩轴则是动力总成受到激励而转动时的中心轴。在动力总成悬置设计时，要参考这些轴线的位置。例如，对于惯性主轴布置方案，一般将左、右悬置布置在惯性主轴上，或者二者的连线与惯性主轴平行，且距离越小越好。如图 4.4.21 所示为三条中心轴，图 4.4.22 所示为悬置与惯性主轴的位置关系。

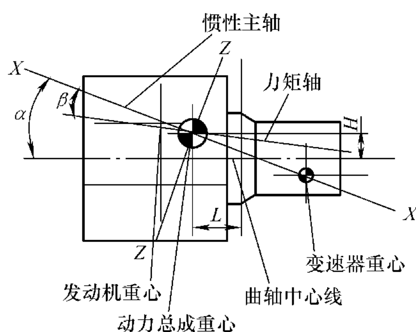


图 4.4.21　惯性主轴和力矩轴

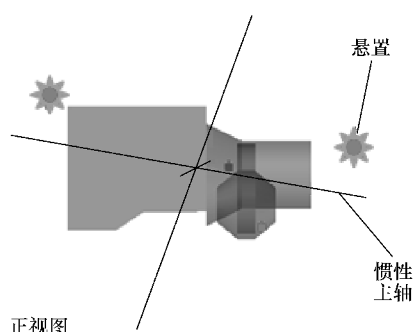


图 4.4.22　惯性主轴与悬置位置

悬置系统稳健性（Rebust）分析是指某个参数对性能的影响程度。如某个悬置的刚度变化时，系统的模态分布及解耦率变化情况。这项目标具有实际意义，因为悬置多数是用橡胶制成的，制造公差大。如果因悬置刚度变化而引起性能明显恶化，这种情况是不允许出现的。如图4.4.23所示，右图中的Rzz和Rxx模态对刚度变化非常敏感，因此在设计、制造及安装过程中要多加注意。

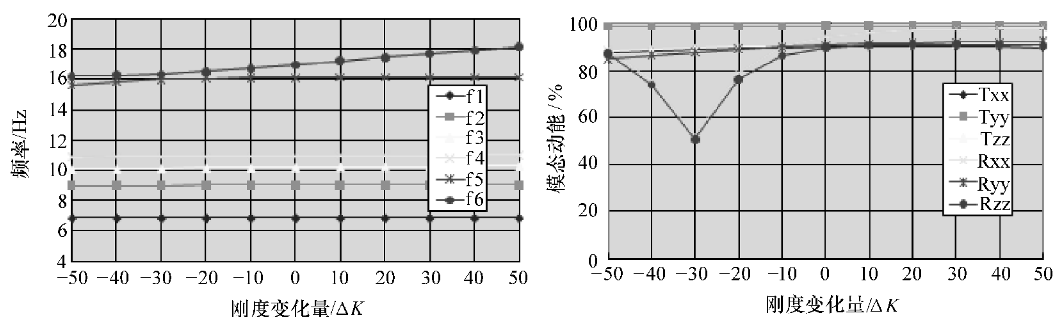


图4.4.23　稳健性分析

悬置系统的功能之一是隔振，衰减动力总成传递过来的激励，使车身受到的激励尽可能小。隔振率是评价激励衰减程度的指标。理论上讲，要求悬置的隔振率不低于10倍，即动力总成激励经过悬置系统后，幅值应该降低到原来的1/10以下。

悬置的传递力可以通过计算或者测试方法获得。对传递力没有统一的评价指标，但是要尽可能保证悬置系统传递力均衡，避免某个悬置的传递力过大或过小。悬置在不同方向的传递力也是不同的，如左、右主悬置的上下方向为主方向，前、后悬置的前后方向为主方向。一般来讲，主方向的传递力要大些。

3. 内饰车身

内饰车身是指在白车身的基础上，增加内、外饰件和功能件，如四门两盖、座椅、转向盘、内饰板、电器附件等，也可以说是整车拆除底盘件以后剩余的部分。

内饰车身模型搭建完成以后，可以用来进行模态、动刚度、传递函数等分析，详细内容如表4.4.7所示。

表4.4.7　内饰车身分析项目

项目	内　　容
模态	弯曲模态
	扭转模态
	呼吸模态
	前端横向弯曲模态
	板件局部模态
	四门两盖等的模态
	声腔模态

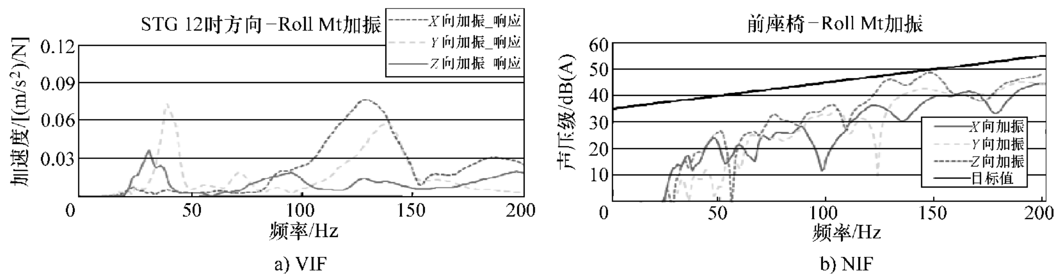


（续）

项目	内　　容
动刚度	动力总成接附点动刚度
	底盘接附点动刚度
	排气吊挂接附点动刚度
	CCB 安装点动刚度
	ECU 安装点动刚度
传递函数	振动传递函数
	噪声传递函数

由于底盘件与车身都是弹性连接，底盘件对车身的模态影响很小，因此，内饰车身的弯曲、扭转模态与整车状态很接近，有时只是在内饰车身上进行模态分析和评价。车身模态应该高于发动机怠速激励，以避免被发动机激励起来，引起车身和转向系统振动。常见的怠速抖动，很多情况下是由车身的模态带动起来的，激励源就是来自于怠速时的发动机主阶次激励。

传递函数分析用来了解传递路径。由于车身受到的激励主要来自于动力总成和路面，因此，悬置、悬架与车身的接附点是激励的主要传递路径。通过传递函数分析，可以掌握每一条传递路径的贡献。每项分析都有相应的评价标准，保证每条传递路径都满足目标要求，这样可以将风险控制在最低水平。即使后期实验过程中出现问题，也可以根据传递函数结果来判断问题的根源，并采取有效的改进措施。如图 4.4.24 所示为振动传递函数（VTF）和噪声传递函数（NTF）结果。



a) VIF　　b) NIF

图 4.4.24　传递函数曲线

4. 整车

在内饰车身上增加底盘后，就是整车状态。整车模型用来模拟一些实际的工况，如怠速振动、加速噪声等。详细内容如表 4.4.8 所示。

表 4.4.8　整车分析项目

分析项	说　　明
整车模态分析	发动机六方向模态，排气管一阶垂向/横向，前后悬架，前后座椅，转向盘垂向/横向，四门两盖，整车一阶扭转/弯曲，HVAC，油箱，电池
AOT 分析	AOT 分 aot - idle 和 aot - crusing 两个工况。1N・m 力矩加载发动机刚体侧，曲轴旋转方向。Freq/200/20/1/280。振动主要看 20～50HZ。计算噪声（前后排座椅四个人耳位置）和振动（转向盘 12 点，座椅左前点）

（续）

分析项	说　　明
轮心灵敏度分析	以单位力加载到轮心，输出前后排人耳位置声压。计算噪声（前后排座椅人耳位置）
轮胎不平衡分析	在轮心处施加轮胎不平衡力，输出座椅、转向盘振动响应
传动轴不平衡分析	计算在传动轴不平衡力的作用下，座椅、转向盘振动响应
怠速分析	四缸机计算一、二、四阶次，分 drive on、drive off、park on、park off 四个工况（行驶时空调开和关，停止时空调开和关），例：在发动机刚体侧加载二阶往复惯性力和力矩六个方向，在同一个位置加载曲轴转动方向 -1000N·m 的力矩。计算噪声（前后排座椅四个人耳位置）和振动（转向盘 12 点，座椅左前点）
加速分析	1000r/min 算到 6000r/min，1Hz 一步计算。计算噪声（前后排座椅人耳位置）和振动（转向盘 12 点，座椅左前点）
路面噪声分析	计算在路面激励作用下，车内噪声响应
过坎冲击分析	模拟车辆通过减速带时，座椅、转向盘振动响应
异响分析	内饰件模态、搭接点相对运动等
风噪	模拟车辆高速行驶时，车内噪声响应
声学包装分析	模拟车身各部位和所用材料的吸、隔声性能，确定整车声学包装

整车模型搭建完成后，首先用来进行模态分析，模态分析结果要填进整车模态分布表，查看各系统的模态分布，保证相关模态和激励之间不产生耦合。对于模态分布不合理的，要进行调整，不满足目标要求的，要进行优化。

各个系统集成在一起构成整车，整车的性能也是由各个系统集成在一起的，但绝不是简单地相加。无论各个系统是否满足了目标要求，最终还是要在整车上加以验证。有时候即使每个系统都满足了目标要求，但是集成到一起后还是可能会有不合格项。这是由于各个系统之间的耦合具有不确定性，实际分析过程中的线性简化，可能使一些风险点被掩盖住了。例如动力总成悬置系统，在设计时是简化为简易的系统，当集成到整车上时，由于此时的边界条件为车身，不再是简易模型里的刚性边界，因此，简易系统里的计算结果，如模态分布、解耦率、隔振率等都会发生变化。

整车分析工况经常需要用到实际的激励，如怠速时发动机激励，可以是转矩，也可以是悬置的传递力。激励的获取方法在前面已经介绍过，此处不再赘述。

二、结果评价及优化

正向工程设计过程中，会输出大量的计算报告。零部件级、系统级以至整车级的各项分析项目，都要对分析结果进行评价，评价的标准是事先制定的目标值。对于不满足目标值的，首先要判断该项的风险程度，同时结合其他相关项进行综合考虑。对于风险较高的项目，要采取措施进行优化。

风险项的判断要根据经验或者规范。特别是一些在基础车或者参考车上曾经出现过的问题，一定要重点关注。例如前副车架，如果模态低，没有满足目标要求，那么被发动机激励起来而出现加速噪声的概率很高。因此，前副车架的模态一定要达标。



大量的输出结果会给评价带来很大的难度，很难做到面面俱到。这时，一套好的管理方法就显得特别重要。既要能保证掌控全局，还要能突出重点项。如表4.4.9所示为某新开发车型项目的NVH性能掌控表。所有的项目、分析结果、结果评价一目了然。当然，这只是性能掌控表的一部分，完整的掌控表包括所有的NVH分析项。

结构优化是设计和制造一款精品汽车的关键。在分析过程中，对于不满足目标要求的重点项，一定要进行优化。优先采用结构优化，避免增加加强板、增加板厚等。结构优化包括更改截面形状、调整焊点密度和位置等。

表4.4.9　NVH性能掌控表

分类	项目	分项目		工况	目标			车型						
					数值	目标来源	单位	参考车	初版			CAE 优化方案 1		
								CAE	CAE	百分比	判断	CAE	百分比	判断
模态	BIW 模态	非天窗－带风挡一阶扭转		自由模态，无约束	43	CAE对标	Hz	42.9	40.6	－5.3%	OK	40.69	－5.20%	OK
		非天窗－带风挡一阶弯曲			47	CAE对标	Hz	47.0	46.1	－1.93%	OK	47.6	1.21%	OK
	Trimbody 模态（～50Hz）	非天窗一阶扭转		自由模态，无约束	30	CAE对标	Hz	32.0	30.5	－4.57%	OK	31.84	－0.41%	OK
		非天窗一阶弯曲			30	CAE对标	Hz	29.7	23.6	－3.77%	NG		－100.00%	OK
		转向盘一阶模态		自由模态，无约束	35.5	CAE对标	Hz	35.5	34.9	－1.77%	NG	30.04	－4.22%	NG
	声腔模态	非天窗一阶模态		自由模态，无约束	无	与声腔造型有关	Hz	47.2	40.9	－13.2%	－			
	仪表板管梁及转向盘管柱模态	管梁＋转向管柱	一阶模态	约束管梁及管柱与车身连接点的全部自由度	45	经验值	Hz	42.0	46.4	0.41%	OK			
		管梁＋转向管柱＋制动离合支架	一阶模态		45	经验值	Hz	42.5	46.4	9.25	OK			
	排气系统模态	约束模态	一阶弯曲	约束动力总成悬置车身侧和排气吊挂车身侧的所有自由度	30	避频	Hz		16.9					
		自由模态	一阶弯曲	自由模态	30	避频	Hz		12.6					
	转向盘模态	一阶		约束转向盘与转向管柱连接处的所有自由度		CAE对标	Hz	81.9	86.6		OK			
		二阶				CAE对标	Hz	90.2	95.4		OK			

优化时首先要找到问题的根源。NVH问题可以划分为激励源、传递路径和接受体三部分，例如对于怠速抖动，激励源为发动机转矩和惯性力，传递路径为悬置及排气吊挂，接受体为车身，包括转向盘、座椅、地板等。如果出现怠速抖动现象，那么首先要确定问题到底出在哪。是发动机的激励过大，还是传递路径的衰减不合格，还是转向盘模态过低，或者车身模态过低。这样才能有针对性地制定解决措施。

有一款车在实验过程中出现了怠速抖动，尤其是转向盘在开空调工况下抖动严重。经过分析，发现车身在28Hz处存在弯曲模态，而开空调时发动机的激励恰好是28.3Hz。再进一步调查发现，右悬置的Y向、Z向隔振率只有10dB左右，没有达到目标值。

分析结果如图4.4.25和图4.4.26所示。最终判断是车身弯曲模态与发动机激励耦合，主要的传递路径是右悬置Y向、Z向，车身弯曲模态带动转向盘振动，产生转向盘抖动现象。

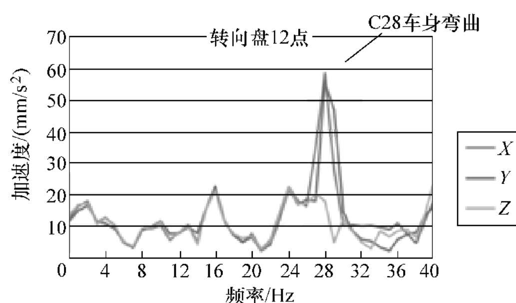


图4.4.25　转向盘怠速抖动

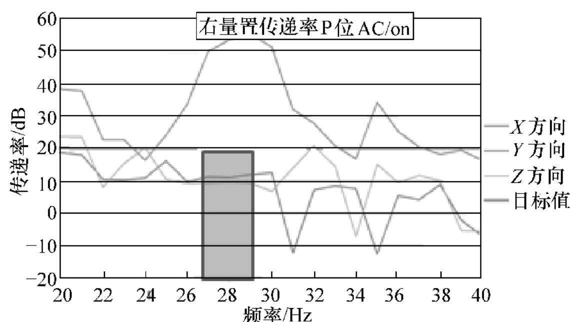


图4.4.26　悬置隔振率

了解了问题产生的根源以后，就要制定改进措施。由于这一阶段对车身的更改难度太大，因此，将重点放到悬置的隔振率上。通过调整悬置的刚度，来提高悬置的隔振率。最终的实验结果验证了方案的有效性。

所有的分析项目都应该在时间节点要求内完成，当然包括结构优化。项目部门会组织相关人员进行评审，所有的分析项都满足了目标要求，或者说即使有风险项也是在可控范围内，那么正向工程设计阶段才算是结束，这时才可以进入样车试制阶段。

三、分析规范

所有的分析项目都应该有章可循，即都要有对应的分析规范。分析规范是否完善、是否先进，代表了一家汽车公司的技术实力。规范是技术和经验的传承，解决人员流动带来的技术缺失的最好方法就是编制规范。各汽车公司都不遗余力地组织人员编写各种规范，如实验规范、设计规范、分析规范等。

规范有利于统一标准，避免各自为战而出现的混乱局面。有些分析项目是要与实验测试值对标的，因此，分析规范应该保证分析方法与测试方法相同，这样才具有可比性。如白车身静刚度，分析规范和实验规范对约束条件、加载位置及大小、数据的后处理都应该相同。

编写规范是工程师的日常工作内容之一。编写规范时，可以参考，可以借鉴，但是最重要的是要形成自己的风格和特点。编写规范也是对技术工作的总结和提炼，对工程师个人能力也是一个提升过程。

分析规范都是经过实践检验的，按照规范分析得到的结果具有可信性。规范的准确程度决定了虚拟性能与实车性能的一致程度，这样的虚拟分析工作才有意义。可靠的虚拟性能模拟结果证明了分析工程师存在的价值，可以在新车开发过程中，减少样车制造数量和实验次数，缩短研发周期，这些都直接影响了汽车公司的经济效益。



第五节　试 验 验 证

在正向工程设计阶段，所有的分析项目完成，大部分性能满足目标要求，没有满足目标要求的风险项都在可控范围内，并且有合理的解决预案，此时就可以进入下一个阶段，开始进行样车试制。

一、样车试制

样车也称为模型车，只生产几台。NVH 工程师拿到样车以后，开始进行各种测试评价。测试的目的是查找存在的问题，对正向工程设计阶段的分析结果加以验证。首先进行的是主观评价，确定样车存在的 NVH 问题。主观评价一般采取十分制，以 1 分为最低，以 10 分为最高，通常要达到 6 分为合格，才可以进入市场销售。具体的评价等级定义如表 4. 5. 1 所示。

表 4. 5. 1　主观评价等级定义

评价等级	状况描述	特征描述	客户反映
1	使客户感到痛苦或受到伤害	极差	..
2	所有客户都无法忍受	很差	..
3	客户不可接受并且必须改进	差	生气
4	客户感到苦恼并且希望有改进措施	较差	苦恼
5	客户不期望的，或不具有竞争性但不会使客户苦恼	合格	失望
6	客户经常感知到，但认为不是问题	较好	可察觉
7	客户很少感知到	好	满意
8	极其敏感的客户才能感知到	很好	高兴
9	经过专业培训的评价员需要进行仔细观察才能感知到	极好	..
10	主观上感知不到	完美	..

主观评价实验时，要严格按照实验规范要求进行，详细内容如表 4. 5. 2 所示。

表 4. 5. 2　主观评价实验方法

序号	评价内容	评价方法	说　明
1	点火、熄火的振动及噪声	1. 冷车起动确定高怠速时的振动和噪声（MT 为空档；AT、CVT 为 P 位） 2. 暖机再次起动确定低怠速时的振动和噪声（MT 为空档；AT、CVT 为 P 位） 3. 反复点火起动、关闭发动机；评价起动、关闭瞬间的振动、噪声 4. 确认油泵的工作噪声 5. 确认起动机的工作噪声 6. 确认各继电器的工作噪声	—

（续）

序号	评价内容	评价方法	说　明
2	怠速时的振动、噪声	1. 车辆怠速时，评价车内的噪声及各部件的振动 2. 怠速开空调，评价车内的噪声及各部件的振动 3. 怠速开空调、前照灯、刮水器、轻踩制动踏板时，评价车内的噪声及各部件振动 4. 操作转向盘，左右满转舵，保持5s左右 5. 在冷却风扇停止与运转（高、低速）状态下确认	1. 评价时要求在环境噪声相对较低的地点进行 2. 转向盘、后视镜、顶篷、地板、坐椅、变速杆、踏板等
3	空调系统噪声	1. 操作空调风机，低档至最高档 2. 改变出风口模式 3. 开关空调A/C开关 4. 评价压缩机、风扇、气流流经出风口产生的噪声 5. 确认鼓风机的工作噪声 6. 确认制冷剂及膨胀阀的噪声	1. 主观感觉空调压缩机吸合、风扇、气流噪声的大小 2. 主观感觉压缩机开启后引起的振动
4	操作系统：变速杆、各踏板的噪声及振动	1. 怠速、车辆定置、发动机转速升高 2. 车辆行驶时，加档、减档，加速、减速 3. 在所有转速下感觉各个踏板、变速杆、驻车制动手柄的振动，以及由振动引起的噪声	怠速、车辆定置、发动机转速升高；车辆各档位行驶时，加速、减速，急加速、急减速
5	变速器噪声	1. 以尽量低的车速、转速（1000～2000r/min），较高的档位，加速、减速（2～4s），重复操作 2. 各档位发动机从怠速加速至额定转速，再从额定转速降低至怠速 3. 记录主观的声音大小	主要听是否有明显金属撞击声、齿轮啮合的声音
6	轰鸣声	1. 档位为3档，以最低转速全节气门开度加速至额定转速 2. 档位为3档，以最低转速缓慢加至额定转速 3. 档位为3档，从额定转速滑行至最低转速 4. 记录车内出现轰鸣声时的转速、大小	主要是由发动机2阶点火频率产生（对于4缸机）
7	进气噪声	1. 档位为3档，车速100km/h左右，关闭节气门滑行，使发动机处于反拖状态，及时开启、关闭节气门 2. 各档位各转速段评价进气噪声的变化 3. 记录噪声大小及变化	感觉噪声是否变化
8	排气噪声	1. 车辆定置，提高发动机转速，开、关车门感觉来自车辆尾部的噪声 2. 车辆行驶中以不同开度来开启、关闭节气门，并反复操作，确认排气噪声 3. 记录噪声大小及变化	主观感觉噪声的大小



（续）

序号	评价内容	评价方法	说　明
9	发动机中、高频噪声	1. 在各档位，以最低转速缓慢加至额定转速；再缓慢降至最低转速 2. 急踩加速踏板、急收加速踏板 3. 反复进行以上操作，记录发动机中高频噪声 注：此类噪声很难分辨，最好能借助设备	主要是由发动机 4 ~6 阶点火频率产生（对于4 缸机）
10	风噪及胎噪	1. 将车速提至最高安全车速，发动机熄火滑行，注意感觉风噪及轮胎与地面发出的噪声 2. 然后以4 档或5 档由20km/h 开始缓慢加速至最高安全车速，注意感觉风噪及轮胎与地面发出的噪声	排除发动机的噪声
11	行驶噪声	1. 车速 30km/h、50km/h，在保证车辆平稳行驶时，尽量使转速低，评价并记录噪声发生的部位及发生的工况 2. 在沙石路面，评价车辆轮胎带起的石子打在车底板、挡泥板上的噪声	要求路面对车辆的激励占主体
12	转向盘的振动	1. 任何转速工况下，各车速时，感觉转向盘的振动 2. 记录振动及引起振动的工况、原因	车辆行驶中，转向盘的左右摆动主要由于前轮的轮胎不平衡所致，转向盘的前后摆动是由于后轮的不平衡所致

除了上述实验内容以外，还要对乘员激发出来的噪声进行评价，如关门声、玻璃升降器声音进行评价，如表4.5.3 所示。

表4.5.3　乘员动作引起的声音

序号	评价内容	评价方法	说　明
1	手动关门声	1. 反复开关门，检查关门时的声音 2. 注意声音是否清脆，是否有连击声，或是否拖得很长 3. 注意门的轻重感觉	这里是指在关门时，门锁的冲击声
2	电动窗开关声	1. 检查开窗和关窗的声音。一般情况下，声音不一样 2. 要注意声音的大小和声音的平稳性	这里是指电动机的声音和玻璃运动的摩擦声
3	制动施加和释放声	1. 检查制动踏板踩下和释放的声音，注意声音大小和长短 2. 检查驻车制动施加和释放的声音，注意声音大小和长短	这里是指施加和释放制动时所产生的声音
4	刮水器声	1. 检查风窗玻璃的刮水器声，注意声音大小和平顺性 2. 检查后门玻璃的刮水器声，注意声音大小和平顺性 3. 要检查不同刮水器速度下的声音	这里是指刮水器、驱动电动机和水泵（如使用玻璃洗涤器）的声音
5	电动开/关门锁声	1. 检查自动门锁开和关的声音，注意声音大小和平顺性 2. 检查后门锁开和关的声音，注意声音大小和平顺性 3. 要用遥控器检查上述第一项、第二项	这里是指电动机声和运动件的声音

（续）

序号	评价内容	评价方法	说明
6	安全带扣入声	要检查每一根安全带的扣入声，注意声音大小和清脆性	这里是指安全带扣入时所产生的冲击声
7	冷/暖气风扇声	1. 分开检查冷气和暖气的风扇声，检查最高两档风量的声音，同时也要在不同的温度设置下检查，注意声音大小和可能的口哨声 2. 上述检查要对所有的吹风模式进行 3. 这里有很多不同的组合。要逐项检查，不能遗漏	这里是指风扇声音和气流通过风道时所产生的声音

如表4.5.4所示，为某款试制样车的主观评价结果之一，在怠速工况时出现转向盘抖动。

表4.5.4　怠速抖动主观评价结果

问题名称	怠速时车身明显抖动 问题点为：怠速带载转向盘抖动		负载人：	
			团队	
问题描述：	1. 怠速时感觉车身有点抖动 2. 怠速时，转向盘明显抖动 3. 车辆停止怠速过程中，挂D位踩制动踏板，抖动明显，挂空档抖动消失 4. 早上起动的时候转向盘特别抖，过一会就好了，起步时抖动厉害 5. 起步时有挫车感觉			
问题的根源：	1. 转向盘模态频率偏低，*X/Z*向频率不到31Hz，*Y*向35Hz 2. 冷却风扇带载时一风扇频率为31.5Hz，与转向盘模态接近 3. 带载时悬置的隔振效果、排气系统对转向盘振动的影响待确认			
改正措施：	提高转向盘的模态频率			
工作计划：	步骤	时间	负责人	
	1. 转向盘模态检查－完成，主要结果：*X/Z*向频率不到31Hz，*Y*向35Hz 2. 悬置隔振率测试－完成 3. 优化风扇换装测试－完成 主要结果：降噪明显，带载时一风扇频率为31.5Hz，与转向盘模态接近 4. 风扇隔振率测试，及断开风扇测试 目的：测试风扇对转向盘的贡献量 5. 排气挂钩隔振测试以及排气管断开测试 目的：排气振动贡献量测试 6. 对标车怠速振动水平测试	完成 完成 完成 5.24 5.24 5.27		

主观评价要与客观测试结合进行。如上例中对转向盘和座椅振动进行了测试，同时还测试了标杆车，以便对比。测试及对比结果如表4.5.5所示。通过对比可以了解到，转向盘在开空调打开时振动幅值（RMS）达0.57m/s^2，而标杆车仅为0.35m/s^2。



表 4. 5. 5　怠速工况时转向盘和座椅振动测试值

开发车

项目 工况	转向盘振动				座椅振动			
	X	*Y*	*Z*	RMS	*X*	*Y*	*Z*	RMS
AC OFF	0.16	0.06	0.17	0.24	0.02	0.02	0.05	0.06
AC ON	0.40	0.3′	0.26	0.57	0.03	0.03	0.05	0.07

标杆车

项目 工况	转向盘振动				座椅振动			
	X	*Y*	*Z*	RMS	*X*	*Y*	*Z*	RMS
AC OFF	0.12	0.10	0.0′	0.16	0.02	0.03	0.04	0.05
AC ON	0.24	0.09	0.24	0.35	0.02	0.03	0.08	0.09

为了进一步查找问题产生的原因，对转向盘模态、风扇激励频率等进行了测试。测试结果显示，转向盘模态垂向为31Hz，横向为35Hz，风扇的转动频率为31. 5Hz，在风扇的激励下，转向盘模态被激励起来，引起了转向盘抖动。

找到问题根源以后，就可以采取有效解决措施了。最简单的方法就是调整风扇的转速，使其工作频率与转向盘的共振模态避开。

这一阶段的实验目的是为了暴露问题，因此，实验项目要尽可能全面。要尽可能模拟用户的用车环境和行为习惯。有时候售后服务部门会接到用户的投诉、抱怨，这说明有些问题在实验过程中并没有被发现。道路情况、天气条件、个人习惯、使用频度等都会影响问题发生的概率。而实验工程师要做的就是尽可能全面地考虑到这些因素。

实验应该按照规范进行，实验规范中应该对各种工况的定义、实验场地、天气条件、测试设备等有统一的规定。如表 4. 5. 6 中对部分工况及实验场地进行了说明。

表 4. 5. 6　车辆行驶工况

	档位	实验场地
起动	N	实验室或安静场所
车辆起步	1G/R	实验室或安静场所
怠速	N	实验室或安静场所
巡航	2G/3G/4G	实验场、安静公路或消声室
部分负荷	2G/3G/4G	实验场、安静公路或消声室
全负荷	2G/3G/4G	实验场、安静公路或消声室
轻踩/轻松加速踏板	2G/3G/4G	实验场、安静公路或消声室

除了整车级别的 NVH 实验以外，还需要同时进行系统及零部件级别的测试。如白车身模态、转向系统模态、动力总成辐射噪声等，以对系统级及零部件级的 NVH 目标加以验证。同时也是数据库建设的需要。如表 4. 5. 7 所示为关于动力总成 NVH 性能的评价和测试内容。

除了 NVH 实验工程师参与实验以外，还可以邀请其他人员参加，如设计工程师、质量工程师、部门领导等，甚至还可以邀请外部人员，如汽车专业媒体记者等，他们对实验方法、问题描述及用户的体验更加专业。特别是 CAE 分析工程师，也要尽可能参加实验。在实验过程中，去体验实车性能与模拟分析结果之间的关系，通过直观地理解 NVH 现象，才能不断地提升分析能力。

表 4.5.7 动力总成 NVH

Powertrain NVH		
NH－0024G	Overall Powertrain NVH	VER
NH－0025G	Idle Sound	VER
NH－0026G	Idle：Front seat sound（Consumers off）（Park/Drive）	Overall（dB（A））
NH－0027G	Idle：Vibration	VER
NH－0028G	Idle：Steering Wheel Vibration	Overall（mm/s）
NH－0029G	Idle：Seat Vibration	Overall（mm/s）
NH－0030G	Idle：Shift Lever Vibration（Consumers Off）	Overall（mm/s）
NH－0031G	Acceleration：Front Seat Sound Intelligibility	Curve（AI%）
NH－0032G	Acceleration：Front Seat Sound Loudness	Curve（Z. Sones）
NH－0033G	Acceleration Vibration	VER
NH－0034G	Acceleration：Seat Vibration	Overall（mm/s）
NH－0035G	Acceleration：Steering Wheel Vibration	Overall（mm/s）
NH－0036G	Acceleration：Shift lever Vibration	Overall（mm/s）
NH－0037G	Transients：Auto. Trns. Shift Quality	VER
NH－0038G	Transients：Auto. Trns. Shift Quality：WOT 1－2	VDV
NH－0039G	Transients：Auto. Trns. Shift Quality：Kickdown 4－2	VDV
NH－0041G	Transients：Auto. Trns. Shift Quality：Kickdown 3－4	VDV
NH－0042G	Transients：Auto. Trns. Shift Quality：Static	VDV
NH－0043G	Transients：Start－up/Shut Down	VER
NH－0044G	Transients：Tip－In/Tip－Out	VER

对于实验中发现的问题要及时地解决。有些问题是设计上的原因，有些问题是制造和安装上的原因，要根据问题产生的根源去采取有效的措施。一些专业的测试设备、软件和工具为发现问题、解决问题提供了很好的帮助。还有一些专业的咨询公司，专业提供这方面的技术服务。通过合作的方式来解决问题，不但能够缓解汽车公司人手不足、经验不足的问题，还可以在解决问题的同时，快速培养出自己的 NVH 实验工程师。

二、小批量制造

小批量制造的目的主要是验证生产线生产能力、工人的操作熟练程度、各单位的配合等。这一阶段可能会生产几十台、甚至上百台样车。所有的样车都是在正规生产线上生产，零部件都是由工装模具制造。根据实验目的的不同而分配样车的使用。如有些样车要进行碰撞安全实验，以验证是否满足安全法规要求。有些样车要进行 NVH 实验，以检验生产线上出来的汽车的性能稳定性。

小批量制造阶段的样车也有可能出现 NVH 问题。这时候出现的问题多数是由于产品质量稳定性、安装稳定性等因素造成的。如底盘零部件上某个螺栓没有按照规范拧紧，那么就很容易出现异响问题。因此，对于这一类问题，最有效的解决办法就是对车间工人进行培训，严格按照操作规范进行，提高规范的执行率。



第六节　问 题 整 改

用户使用过程中经常会出现 NVH 问题，有些问题是由于实验过程中没有暴露出来，或者使用过程中由于零部件质量、性能衰减而产生的问题。如动力总成悬置橡胶老化使得减振性能下降，引起车身抖动、异响等问题。

对于用户投诉的问题，汽车公司要尽快组织人力解决。否则，以当今信息交换手段和能力，一个小小的缺点很快就能达到天下皆知。如果不及时加以解决，这些负面消息可能会毁掉花费大量资金、花费几年时间辛辛苦苦打造的一款产品。而一家汽车公司、一款产品的良好口碑就是通过质量过硬、服务及时而一点点积累起来的。因此，任何一家汽车公司都不会轻视这一点。

一、组织机构

汽车公司都有专门的机构负责解决 NVH 问题。具体的机构设置大同小异，有的汽车公司以性能为主线配置 NVH 部门，如 NVH 中心，全面负责从 CAE 分析到实验的所有工作。有的公司将 NVH 职能分散到各个专业部门内，如车身 NVH、动力总成 NVH、底盘 NVH，各个 NVH 部门负责各自的领域。

不论是哪种机构配置，都各有优缺点。专门的 NVH 中心资源统一，便于资源调配。而分散到各个部门的组织机构则与各系统紧密相连，能够第一时间交换信息，提高工作效率。如动力总成的问题，可以在部门内部组织人力攻关，从设计、制造、安装到实验，每个环节都可以立即动员起来。

另外，还可以采取合作的方式。国内外有一些专业的技术咨询公司，专门提供相关的技术服务。这种公司专业性很强，其背后常常依托实力强大的设备制造商、零部件制造商以及软件供应商等。在一些专业内具有很强的实力。他们有着非常丰富的经验，有经验丰富的专家和先进的软、硬件。通过与这些专业公司合作的方式，不但可以快速解决问题，还可以快速培养自己的专业团队。当然，这类公司的费用通常都很高。

合作的方式有很多种，如和一些高校、科研机构建立联合互助机制，成立联合技术中心等。高校和科研机构一般都有着很强的专业背景，实验设备也非常先进。这种合作方式是长期的，而且费用很低。

汽车上有很多系统及零部件是从供应商处采购来的，如排气系统、转向系统、座椅等。而这些零部件供应商在各自的领域内都有着非常强的专业能力。有时候某些系统产生的问题还可以委托供应商解决，而供应商通常也乐于承担这个责任。因为一来可以维护长期的供货关系，二来也可以通过解决问题而展现出其强大的实力，具有很强的宣传意义。

二、工作思路

解决 NVH 问题要有正确的思路，否则只能是摸着石头过河。所有的 NVH 问题的发生，都离不开三个系统，即激励源、传递路径和接受体，如图 4.6.1 所示。

解决一个 NVH 问题，无外乎从这三个方面入手，即降低激励、改善传递路径和提高接受体刚度。到底以哪个为主，要视实际情况而定。例如，对于动力总成激励，由于到这个阶段后，动力总成已经完成制造，想要在动力总成上采取措施来降低激励往往很难。

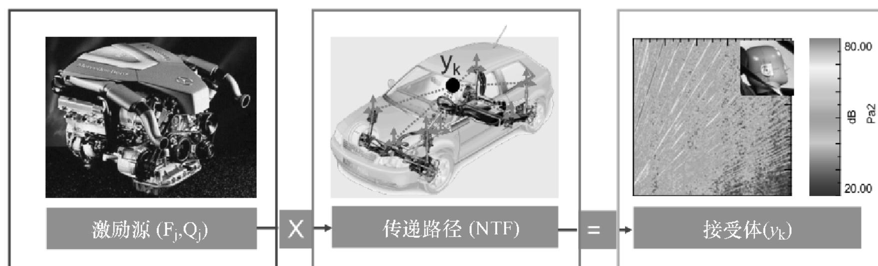


图 4.6.1　NVH 问题产生原理

1. 激励源

引起 NVH 问题的激励源主要包括动力总成、路面和空气摩擦。每种激励源的发生时间及影响程度因车速、发动机转速、行驶路况等条件而不同。如汽车在高速公路上行驶时，主要激励来自于车身与空气的摩擦，即风噪声为主要问题。而车辆在粗糙路面上行驶时，则以路面激励为主。

（1）路面激励

路面有很多种，大体上可以分为三类。

第一类是周期性凸凹不平路面，如防滑路或铺石路，路面上的一定间隔的凸起，会带给轮胎频率周期一定的激振力，进而造成车室内的振动及噪声。如图 4.6.2 所示。激振力的频率与车速及凸起间隔距离有关，可以按照下式来推算：

$$f \propto v/p \tag{4.2}$$

式中，f 为激振力的频率，Hz；v 为车速，km/h；p 为凸起的间隔，m。由车速及凸起间隔决定频率的起振力，通过轮胎及悬架系统传达到车身。

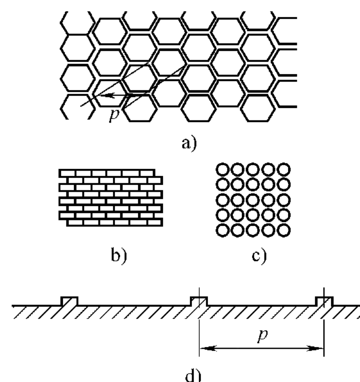


图 4.6.2　周期性凸凹不平路面

第二类路面是随机性凸凹不平路面，如砂石路面、沥青路面，或者是混凝土路。路面上，如果存在一些小粒的石块，就会带给高速通过的汽车轮胎垂直方向的激振力，而该激振力的频率是不定的，在低频到高频范围内都有可能存在，如图 4.6.3 所示。横轴是用空间频率表示的。空间频率是用（频率）/（车速）来定义，单位是（1/sec/m/sec） = (1/m)。例如一定间距中产生的起振力有其固有的空间频率峰值。

第三类路面是脉冲激励路面（图 4.6.4），沥青或混凝土铺装路面。路面上间隔一段距离就会有一处接缝，会带给汽车脉冲式的激振力，该激振力的频率也是与车速及接缝之间的距离有关的：

$$f \propto v/L \tag{4.3}$$

式中，f 为激振力的频率，Hz；v 为车速，km/h；L 为接缝的间隔，m。

路面激励不受汽车公司控制，但是随着社会进步和经济水平不断发展，现在的路面，包括市区路、高速公路的质量也越来越好，路面带来的激励呈现减小的趋势。

路面激励向车身传递过程中，要经过多个传递路径。为了减小路面激励引起的 NVH 问



题，我们能做的只能是在传递路径和接受体上采取措施。

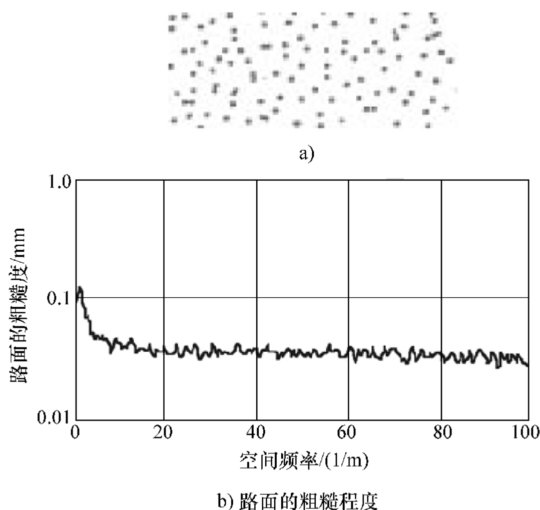


图 4. 6. 3　随机性凸凹不平路面

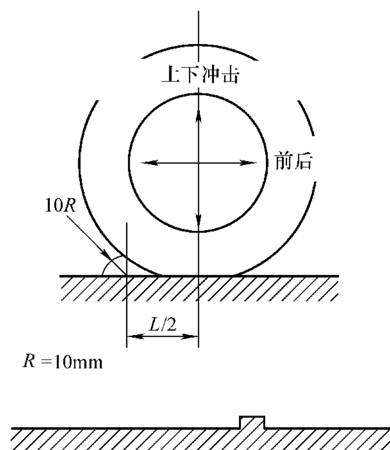


图 4. 6. 4　脉冲激励路面

（2）动力总成激励

动力总成激励来自于运动部件的往复惯性力及气体爆发时产生的力矩。如图 4. 6. 5 所示为发动机转矩的测试方法。

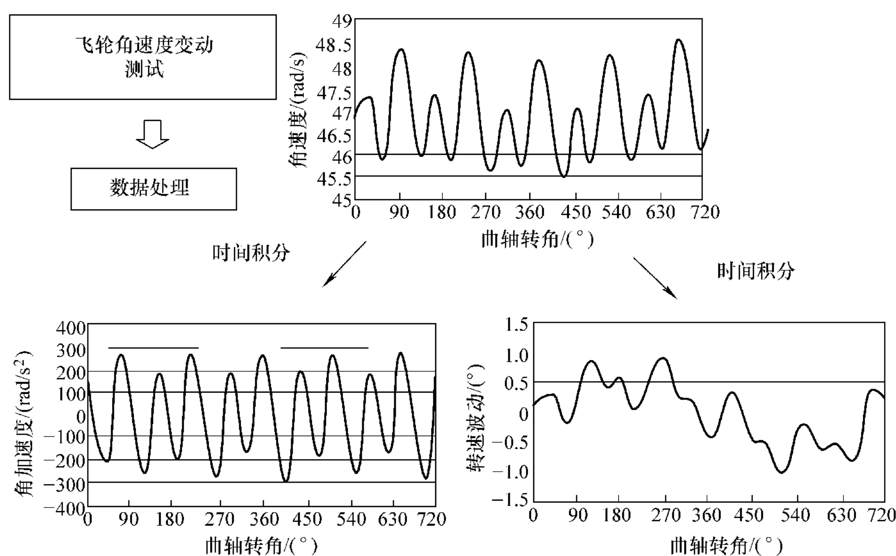


图 4. 6. 5　动力总成激励

不同类型的发动机其激励形式不同，即使是同一类型发动机，如果结构不同则其激励也是不同的。如何降低动力总成自身的激励是动力总成研发工程师的职责。降低动力总成激励的方法有多种，如提高发动机设计水平和制造精度、增加专门的机构来平衡掉某些不平衡激励等。

（3）风激励

汽车在高速行驶时，受到的主要激励来自于车身与空气的摩擦。为了降低风激励，人们在汽车设计过程中尝试了多种方法。

首先需要做的是降低车身的风阻系数。流畅型车身能够降低气流流过车身时的摩擦力。CFD（空气动力学）分析有助于优化车身结构，最大限度地降低车身的风阻系数，如图4.6.6所示。



图4.6.6　车身周围空气流动

车身外形上有一些突起结构，如刮水器、天线、外后视镜，另外还有一些曲率突变处，如前风窗下边缘、后风窗与行李箱连接处，等等。空气流过这些位置时很容易产生涡流和紊流，引起过大的摩擦激励。因此，在这些位置的设计过程中，一定要注意。

（4）不平衡激励

汽车上有很多旋转运动零部件，如轮胎、传动轴、驱动轴、发动机内部的曲轴、连杆等。这些旋转运动的部件或大或小都有不平衡量，如质量不平衡、刚度不平衡，这些不平衡量会产生不平衡激励。最常见的是轮胎不平衡激励，它直接作用在车轴上，并向车身、转向系统传递，车辆高速行驶时转向盘摆振的激励源就是轮胎的不平衡。因此，对于这些旋转运动部件，都要规定其不平衡量的大小，以控制不平衡激励。

轮胎由于重量、内部刚度、尺寸等的不均匀性，在旋转的时候会有不平衡力发生。当不平衡力过大时，就会通过悬架、转向系统传递到车身，激起车身的振动。轮胎不平衡原因如下：

1）重量不均：轮胎的重量如果以车轴为中心取得平衡，那么说轮胎是静平衡的。当轮胎旋转时，相对于垂直轴及前后轴产生力矩，即为动不平衡。

2）内部刚度不均：轮胎内部刚度不均时，受到车身在上下方向的载荷，在旋转时产生动态不平衡激励，如图4.6.7所示。根据旋转方向的不同，可分为以下几种：

① RFV（Radial Force Variation）：半径方向的激励。

② LFV（Lateral Force Variation）：横向激励。

③ TFV（Tractive Force Variation）：前后方向激励。

④ STV（Steer Torque Variation）：操舵方向激励。

3）尺寸不均。

① RR（Radial Run Out）：半径方向的摇摆。

② LR（Lateral Run Out）：横向摇摆。

在以上各种激励的作用下发生的车体振动，有中高速时的转向盘摆振（shimmy）、车体



摇摆（shake）。

（5）声源

动力总成在工作时会辐射噪声，是典型的辐射声源。动力总成辐射噪声是由多个声源汇合而成的，如缸体、气门室罩壳、机油泵壳、油底壳、变速器壳体等。这些部位都存在局部模态，受到激励作用时，会产生辐射噪声。如图 4. 6. 8 所示为发动机各系统对总体噪声的贡献量。

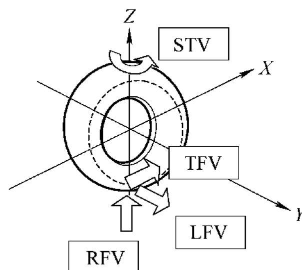


图 4. 6. 7　轮胎受力

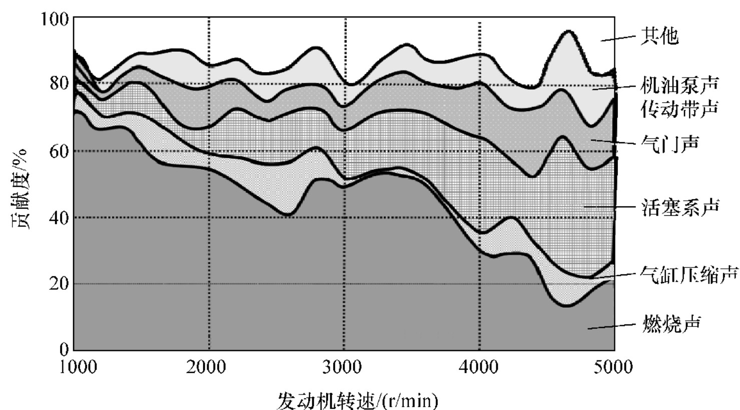


图 4. 6. 8　发动机辐射噪声贡献量分析

另外还有一些表面积较大的壁壳类零部件也是辐射声源，如空气滤清器壳体、消声器壳体等。

轮胎是另外一个较大的声源。轮胎与地面接触时，会产生摩擦噪声、泵气噪声等。它不仅是车外通过噪声的主要影响因素，还会通过车身孔洞向车身传递。车辆高速行驶时轮胎噪声的贡献就很大。

2. 传递路径

汽车上有大量的橡胶减振元件，如动力总成悬置、排气吊挂、底盘衬套、悬架弹簧等，这些元件是车身激励的主要传递路径。这些传递路径的衰减效果直接影响了整车的 NVH 性能。例如，对于动力总成悬置，要求隔振率在全频段内不低于 20dB，即激励源经过减振元件后，应该降低到原来的 1/10 以下。为了保证这一点，要求安装点的刚度至少是橡胶件的刚度的 6 ~ 10 倍。汽车上的主要减振元件如图 4. 6. 9 所示。

在设计过程中，每一条传递路径都要重点关注，如振动传递函数、噪声传递函数、隔振率等指标。而在解决现实的 NVH 问题时，传递路径分析（TPA）也是常用而且重要的一种方法。例如，对于怠速振动，激励源来自于动力总成，传递路径包括悬置和排气吊挂，那么每个悬置和排气吊挂，以及每个方向都是一条传递路径。通过传递路径分析，可以确定哪条路径、哪个方向是主要的。那么在采取改进措施时，就有的放矢了。针对特定频率下的噪声，可以了解每个部位的影响程度。

3. 接受体

接受体是指与乘员肢体有接触的部位，如转向盘、座椅、地板、变速杆，以及乘员耳边

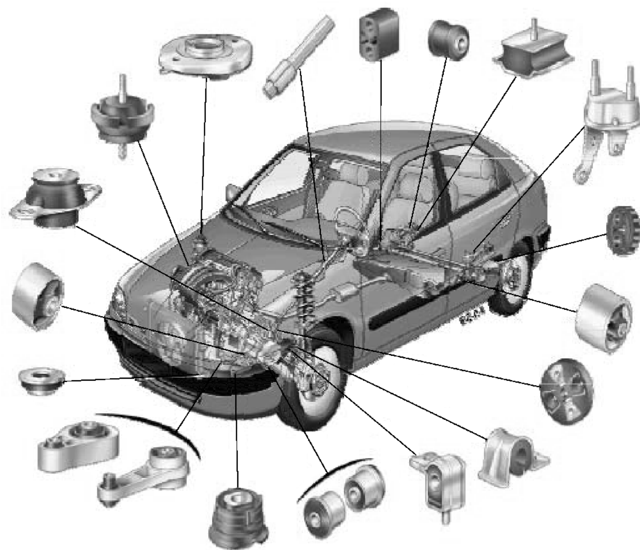


图 4. 6. 9　汽车上的减振元件

的空气。这些部位的振动（噪声）会被乘员直接感受到。

转向盘模态一般要求不低于 35Hz，主要是为了避开怠速时发动机二阶激励。车身的弯曲和扭转模态也和发动机怠速激励很接近，如果车身模态不能做到尽量多地避开发动机激励，那么后期动力总成悬置的设计和调校将会有很大的压力。

车室内是个密闭空间，其中的空气具有特定的模态特性，如图 4. 6. 10 所示。第一阶声腔模态一般为 40 ~ 60Hz，而车身板件具有密度很高的局部模态，万一与声腔模态接近的局部模态被激励起来，将会产生轰鸣噪声，压迫乘员耳膜，使人非常不舒服。如图 4. 6. 11 所示为结构局部模态优化对车内声压级的影响。

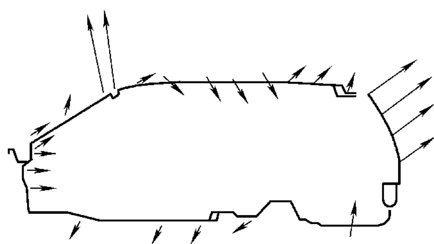


图 4. 6. 10　车内声腔振动模态

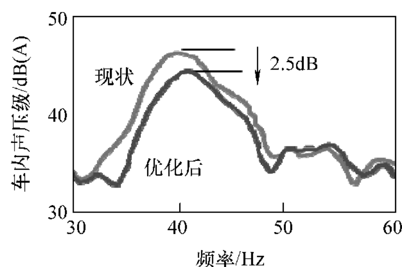


图 4. 6. 11　结构优化对车内声压级的影响

有些辐射噪声会通过空气传播的方式向车内传递，如变速器敲击噪声。齿轮啮合激励引起变速器壳体局部共振，产生辐射噪声，并通过车身的一些孔隙向车内传递。如图 4. 6. 12 所示为齿轮噪声的改进方案。通过在放射噪声较大的部位铺装质量垫（$1\mathrm{kg/m^2}$）+5mm 厚毛毡，有效地降低了齿轮噪声。



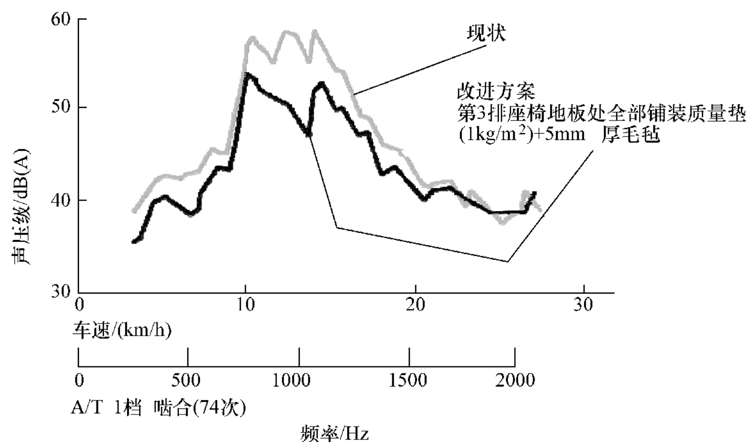


图 4. 6. 12 齿轮噪声的改进

三、数据库建设

数据库是技术实力的体现。数据库的建设来自于积累，设计文档、分析报告、测试报告、问题整改报告等，都应该分门别类地存放到数据库中，以备设计参考。

数据库要有专门的管理工具，否则，当数据越积累越多时，如果管理不善，则会使数据库失去应有的作用。市场上有很多种数据管理软件，按照软件的要求对各种数据分门别类，以备使用。

工作过程中输出的报告、模型、文档有很多，这些资料都是宝贵的资源，都应该妥善保管。

第五章　汽车 NVH 性能模拟

第一节　频率范围划分

汽车是特定的结构体，具有一定的构造。对于一辆成型的汽车，其重量、刚度等参数是一定的，因此，从物理和数学角度来看，汽车具有特有的固有振动特性。这些振动特性包括模态、刚度、阻尼等。

从理论上来讲，汽车在整个频率范围内具有无限多阶次的模态，每一频段的模态各有其特征。因此，它所引起的振动、噪声问题都各具特色。

人耳的可听频率范围为 20～20000Hz，在这个频段内发生的噪声都可以被人耳捕捉到。当然，不同频率和成分的噪声，听起来也是不同的。例如，低频噪声听起来比较沉闷，高频噪声听起来比较尖锐。

人体对振动的感受也是不同的。从人体的生理特性来讲，人体对低频比较敏感，对于一些低频的振动感觉很灵敏，而对于高频的振动则感觉迟钝。

在汽车振动与声学问题中，常常根据分析需要将研究对象的频率范围划分为低频区、中频区和高频区。

Bitstsie 利用 ηkL 无量纲参数划分这三个频段，当结构声学系统的特征尺寸长度 L 满足：

$\eta kL_{max}<2$，即 $f<2c_0/\eta L_{max}$ 时为低频区。

$\eta kL_{min}>2$，即 $f>2c_0/\eta L_{min}$ 时为高频区。

$\eta kL_{min}<2<\eta kL_{max}$，即 $2c_0/\eta L_{max}<f<2c_0/\eta L_{min}$ 时为中频区。

其中 L_{max}、L_{min} 为最大和最小特征尺寸长度；η 为结构内损耗因子（DLF：Damping Loss Factor）；k 为波数，$k=1/ =f/c_0$，c_0 为空气声速。

参考统计能量分析中对于频率区间划分的概念，一般根据模型中每个子系统模态密度 $n(f)$ 的大小或带宽 Δf 内振型数 N 的多少：

当 $N\leqslant 1$ 时，定义为低频区。

当 $1<N<5$ 时，定义为中频区。

当 $N\geqslant 5$ 时，定义为高频区。

一般来讲，200Hz 以下定义为低频区，200～500Hz 定义为中频区，500Hz 以上定义为高频区。

根据车内噪声的频段不同，常用的仿真手段是将预测方法分为有限元法/边界元法、混合有限元分析—统计能量分析法和统计能量分析三种，分别用来计算车内低频、中频和高频噪声。



第二节　有 限 元 法

一、有限元法基本理论

有限元法（Finite Element Method，FEM）的基本原理是将一个连续的求解区域离散化为一组数量有限的单元（其中每个单元由有限个节点组成），即连续求解域可以视作只在节点处相连接的一组单元的集合体。这些单元能按不同的连接方式进行组合，且单元本身也可以用不同的形状描述，因此可以用于模拟几何形状十分复杂的连续体。

有限元法是一种基于最小势能原理的数值方法，它以单元节点位移为基本未知量，在单元内假设一个近似函数（即位移模式）来分片地描述求解域内的函数场，将求解域内连续的、未知的函数场（无限个自由度）转化为有限个单元/节点的新未知量（即自由度）的函数场。如果单元尺度趋向于无穷小，则有限个自由度的离散未知函数场向无限个自由度的连续未知函数场转化，近似解也就收敛于精确解。换言之，有限元网格尺寸越小，模型越精细，可以保证模型更加准确，同时计算结果更加可靠，但是网格尺寸过小则会使计算成本增加，因此需找一个平衡点以权衡二者。实体网格类型有一阶四面体、二阶四面体、一阶六面体、二阶六面体，二阶单元的计算成本大，因此在建立有限元模型时，需综合考虑网格类型及尺寸。

有限元模型建立后，需验证模型的准确性。模态作为结构的固有属性，通过仿真与试验模态频率及振型的对比，可以用来检验结构有限元模型的精度，并初步保证后续振声预测的有效性。

FEM 实施的步骤如下：

（1）结构离散化

结构离散化，就是将要分析的结构物分割成有限个单元体，并在单元体的指定点设置节点，使相邻单元的有关参数具有一定的连续性，构成单元的集合体。这是应用有限元法解决工程问题的首要一步，也是关键性的一步。由于有限元是采用离散化数值分析，因此在网格划分时要注意应用梯度问题。对应力梯度大的区域，网格加密，反之则可以稀疏一些，而且疏密网格之间要合理过渡。

（2）选择位移模式

线性的有限元法是建立在最小势能原理基础上的一种近似数值方法，以位移作为基本的未知量。为此应确立以单元节点位移表示的单元内任一点位移的近似表达模式。为了能用节点位移表示单元体内的位移、应变和应力，在分析连续体问题时，必须对单元中位移的分布作出一定的假设，也就是假定位移是节点坐标的某种简单的函数，这种函数称为位移模式的形函数。

上述单元节点位移与单元内任一点位移之间的关系可以表示为：

$$\boldsymbol{u}^{e} = \boldsymbol{N}\boldsymbol{u} \tag{5.1}$$

式中，$\boldsymbol{u}^{e}$是单元位移列阵；$\boldsymbol{u}$ 是单元节点位移列阵；$\boldsymbol{N}$ 是形函数矩阵。

（3）确定单元的力学特性

单元力学特性包括下面三部分内容：

1）利用几何方程，由位移表达式（5.1）推导得出以节点位移表示单元应变的关系式：

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B}\boldsymbol{u}^e \tag{5.2}$$

式中，$\boldsymbol{\varepsilon}$ 是单元内任一点的应变列阵；$\mathbf{B}$ 是单元应变矩阵。

2）利用本构方程，可以由应变的表达式（5.2）推导得出用节点位移表示单元应力的关系式：

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}\mathbf{B}\boldsymbol{u}^e = \mathbf{S}\boldsymbol{u}^e \tag{5.3}$$

式中，$\boldsymbol{\sigma}$ 是单元内任一点的应力列阵；$\mathbf{D}$ 是弹性矩阵；$\mathbf{S}$ 是单元应力矩阵。

3）利用变分原理，建立作用于单元上的节点力和节点位移之间的关系式，即单元的平衡方程：

$$\mathbf{K}^e\boldsymbol{u}^e = \boldsymbol{F}^e \tag{5.4}$$

式中，$\mathbf{K}^e$是单元刚度矩阵；$\boldsymbol{F}^e$是单元等效节点力。

从上述三式推导得出单元刚度矩阵是单元特性分析的核心。

（4）建立结构平衡方程

有限元法中结构平衡方程是由单元平衡方程组集而成的。这个组集过程包括两个方面，一是单元刚度矩阵的组集为结构整体刚体矩阵；二是将作用于各个单元的等效节点力列阵组集成结构总的载荷列阵，从而得到总体刚度矩阵、节点载荷列阵和节点位移列阵表示的结构平衡方程：

$$\mathbf{K}\boldsymbol{u} = \boldsymbol{F} \tag{5.5}$$

式中，$\mathbf{K}$ 是总体刚度矩阵；$\boldsymbol{F}$ 是节点载荷列阵。

（5）求解节点位移和单元应力

由集合起来的平衡方程组（5.5），经约束处理后，求得节点的位移列阵。进而可以利用式（5.3）和已求出的节点位移求得各单元的应力。根据工程需要，对上述计算结果加以整理、后处理得到不同形式的分析结果。

二、FEM 衍生方法简介

FEM 的缺点之一是由节点的低阶差值多项式构建的形函数在描述波长较小的结构响应时效果不好。为了克服这个缺点，谱有限元方法（Spectral Finite Element Method，SFEM）在某些特定的子结构中使用幂函数来构建有限单元的形函数。当系统在某个方向尺寸相对于波长较长时，此类方法更加适用。满足此类方法应用条件的子结构称为“一维波导系统”。一维波导系统的纵向方向上结构声学响应可以利用各种行波和逝波进行预测，如果截面特性再可以得到建模，那么就可以对整个波导系统进行结构响应分析。

Cremer 利用 WGA（波导分析：Waveguide Analysis）对梁结构和刚性壁面的管道声腔等具有简单截面的波导系统进行了结构响应分析。当一维波导系统截面形状不规则时，对截面采用二维 FEM 单元进行描述，可以把一维波导系统扩展到二维波导系统。WGA/SFEM 对于由各种一维波导系统（例如桁架梁等）连接组成的大型结构比较适用。

Doye 对 SFEM 方法进行了总结和扩展，他指出，SFEM 或 WGA 方法适用系统的子结构可以不用如 FEM 那样求解质量和刚度矩阵，从而降低了计算量；同时，可以在中高频段对行波进行直接的模态分析。Dede 应用 SFEM 法对由桁架组成的结构系统进行了中高频结构声学分析，并基于结构微元把 SFEM 扩展到具有规则形状的三维波导系统的结构声学分析。但是对于复杂形状波导系统，SFEM 或 WGA 还依然存在着困难。



三、声学有限元方法理论

声学有限元法是用有限单元将声传播的空气域（如车内声场、机舱内声场、车外声场等）的空间离散化，根据声学波动方程求解空气域中的声特性。接下去简要推导一下从基本的声学方程转化为声学有限元的形式。

声学方程的频域形式为：

$$\nabla^2 p(x,y,z) - k^2 p(x,y,z) = -j\rho_0 \omega q_0(x,y,z) \tag{5.6}$$

式中，$k=\omega/c=2f/c$ 是波数，其中 ω 是圆频率；p 是声压；ρ_0 是声学介质的密度；q_0是外部作用于声学介质的质量源。

将式（5.6）进行积分后，得到：

$$\int_V \tilde{p}\left(\nabla^2 p(x,y,z) - k^2 p(x,y,z) + j\rho_0 \omega q_0(x,y,z)\right) \mathrm{d}V = 0 \tag{5.7}$$

式中，$\tilde{p}$ 为权函数；V 是计算域。

根据高斯理论，可以将体积分转换为面积分：

$$\int_V (\nabla\tilde{p} \cdot \nabla p)\,\mathrm{d}V - \omega^2 \int_V \left(\frac{1}{c^2}\tilde{p} \cdot p\right)\mathrm{d}V = \int_V (j\tilde{p}\rho_0 \omega q_0)\,\mathrm{d}V - \int_S (j\rho_0 \omega\, \tilde{p} v \cdot n)\,\mathrm{d}S \tag{5.8}$$

式中，S 是 V 的边界（或包络面）。

采用有限元风格将边界 S 离散后，可以得到数值形式的方程组：

$$(\boldsymbol{K}_a + j\omega \boldsymbol{C}_a - \omega^2 \boldsymbol{M}_a) \cdot \boldsymbol{p}_i = \boldsymbol{Q}_i + \boldsymbol{V}_{ni} + \boldsymbol{P}_i = \boldsymbol{F}_{ai} \tag{5.9}$$

式中，$\boldsymbol{Q}_i$是输入的声源向量；$\boldsymbol{V}_{ni}$是输入的介质质点的速度向量，即速度边界条件；$\boldsymbol{P}_i$是输入的声压向量，即声压边界条件；$\boldsymbol{F}_{ai}$是声学激励；p_i是声学单元的节点声压；括号内的短式是方程矩阵，即稀疏矩阵。

在声学有限元的求解中，如果已知声源及相关边界条件，即可通过稀疏矩阵求逆来计算声场的响应。

四、AML 声学有限元方法简介

自动匹配层（Automatically Matched Layer，AML）技术是目前声学有限元方法用于求解辐射噪声的较为前沿的算法。完美匹配层（Perfectly Matched Layer，PML）技术是 AML 技术的原型，在声学辐射边界增加几层单元用于吸收声能，并在增加的匹配层外层边界定义声能为零，如同布置了一层吸声材料，可以使得声学方程组封闭并确定唯一解。

PML 技术最初由 Berenger 在计算有限域电磁波动问题时提出，通过引入人工边界，用一层有耗介质吸收计算域的辐射场，减小了外部流场域，并证明了该吸收边界条件对任意频率和角度的波无反射作用，且能很好地吸收。随后，Beriot 改进了该算法，并成功应用到 Helmholtz 声学波动方程中。

采用 PML 处理有限元声辐射边界条件具有下列优点：

1）大幅降低声学网格数量，提高计算速度。

2）对声学边界的形状没有特定要求，拓宽了声学有限元的应用范畴。

尽管如此，PML 方法还是不够理想，其中主要的一点是其计算精度与吸收层的厚度有直接关联。若 PML 层厚度定义不合适，则吸收系数会受到影响，在声学边界处可能会出现

发散，从而形成较大的误差。而 AML 技术无须建立匹配层，只需包围结构单元的有限元区域即可，接着算法根据模型自动定义吸收层和吸收系数，这样在避免因人工划分吸收层单元而造成误差的同时，还能降低建模工作量并提升求解效率。从一定程度上来说，声辐射边界条件的发展过程也是声学有限元的发展过程，上述的 AML 边界条件可以认为是代表了目前声学有限元的最高技术。

第三节　边 界 元 法

借鉴声学有限元法的单元划分和离散插值技术，边界元法（Boundary Element Method，BEM）将声学研究对象的偏微分方程边值问题转化为边界积分方程，以线性代数方程组的形式进行求解，在降低计算维度的同时还能提升准确度。

一、边界元法基本理论

边界元法有时也称为边界积分方法 BIM（Boundary Integral Method），或者是边界积分方程方法 BIEM（Boundary Integral Equation Method），它的基本思想是基于格林公式的应用，把一个区域上的积分转化为该区域边界上的积分。20 世纪 70 年代中期，英国南安普敦大学 Brebbia 提出，作为一种与有限差分法、有限元法并列的数值方法，边界积分方程方法应当称为边界元法，这一称呼已被公认。

边界元的主要优点是以下三点：

1）将问题的维数降低一维，因此对空间的离散只需在边界上离散化，而不像有限元法需将整个求解域离散，可大大减少单元。同时，求解声场时不对时间进行离散，而是对所计算的频率区间进行离散，减少了数据量和计算时间。

2）边界元法是一种半解析数值方法，在求解域内是解析的，具有解析与离散相结合的特点，因而精度也较高，误差主要来源于边界单元的离散，累积误差小，便于控制。

3）由于边界元方程自动满足无穷远的边界条件，因此特别适用于无界声场的求解。同时边界元法只需对边界进行单元剖分，利用形函数插值求出边界节点上的未知值，就可以通过边界上的已知值计算声场内任意点的解析值，这对无界区域上的问题特别有意义。

简谐激励作用下结构振动在外部流体介质中产生的辐射声压满足 Helmholtz 微分方程

$$\nabla^2 p(x) + k^2 p(x) = 0, \quad x \in D \tag{5.10}$$

式中，∇^2 为 Laplace 算子；p 是结构表面 x 处的声压；k 是波数；声场 D 被划分为外声场 D^+ 和内声场 D^-，它们的边界分别为∂D^+和∂D^-。

对于振动结构外场声辐射问题，边界条件为 Neumann 边界条件（给定$\partial p/\partial n$），如式（5.11）所示。

$$\alpha p + \chi \frac{\partial p}{\partial n} = \gamma \tag{5.11}$$

式中，n 为法向单位矢量；α、χ、γ 为给定的参数。Sommerfeld 辐射条件

$$\lim_{r \to \infty}\left[r\left(\frac{\partial p}{\partial r} - jkp\right)\right] = 0 \tag{5.12}$$

式中，r 为声场中的观察点与声源表面的距离；j 为虚数单位。

应用加权残值法并考虑适当的边界条件，利用方程的基本解（三维自由空间格林函



数）：

$$G(x,y) = \frac{e^{-jkr}}{4\pi r} \tag{5.13}$$

可得到 Helmholtz 直接和间接边界积分方程，对边界积分方程利用边界元法进行离散，即得到边界元求解方程。

二、快速多极边界元法

传统边界元法虽然在多种声学问题中均有应用，但其线性代数方程组的系数矩阵是稠密且非对称满阵，求解时需要耗费巨大的计算资源。以直接边界元法为例，求解声学问题时的计算量和存储量分别与声学模型自由度呈三次方和平方的关系。此外，为了保证计算精度，边界元法要求最小分析波长内至少有 6 个声学单元。随着计算频域的上升，声学模型的自由度将急剧增大，导致无法正常求解。

在上述背景下，由 Rokhlin 提出的快速多极算法（Fast Multipole Method，FMM）结合传统边界元法的混合理论被引入到大型复杂声学问题的求解，即建立了快速多极边界元方法（Fast Multipole Boundary Element Method，FMBEM）。FMM 的实质是用结点集群的多极展开式来近似表征核函数与远场边界变量乘积的边界积分，将与自由度呈三次方和平方的计算量和存储量减小到与自由度同数量级，非常适合大型复杂问题的计算。

在 FMBEM 的发展历程中，Greengard 和 Rokhlin 最早推导了 Helmholtz 方程的多极扩展式，该理论成果后来逐渐被用于飞机、船舶、汽车、内燃机、涡轮机等大型复杂结构的声学预测中。与传统边界元"一气呵成"的求解理念不同，FMBEM 将大型声学问题划分成多个计算域，每个域再进一步划分成更小的子域，最后用边界元算法求解各个子域。这种分层的结构有助于矩阵重组，从而大幅降低计算时间和内存使用。

根据声学原理，均匀理想流体介质中具有简谐解的小振幅声波波动可以用 Helmholtz 微分方程（式 5.10）表示，该式可以在给定的边界条件下求解，如常见的 Robin 或阻抗边界条件、Neumann 边界条件、Dirichlet 边界条件等。

采用自由空间的 Green 函数 $G(x, y)$ 对式（5.10）进行两次积分后可以推导出直接 Helmholtz 积分方程：

$$G(x,y) = \frac{e^{-jkr}}{4\pi r} \tag{5.14}$$

$$c_s(x)p(x) = \int_{\partial D} p(y)\frac{\partial G(x,y)}{\partial n(y)}ds - \int_{\partial D} G(x,y)\frac{\partial p(y)}{\partial n(y)}ds \tag{5.15}$$

式中，$r = |x-y|$；$c_s(x)$是与点 x 位置相关的系数；y 是声场中的观察点位置。若 x 在边界 ∂D 内，c_s为 1；若 x 在边界外，c_s为 0；若 x 在光滑边界上，c_s为 1/2。

对上式进行点 x 法向求导可以得到直接积分方程的法向导数形式，最终求解外声场 D^+ 或内声场 D^- 的声学响应，即直接边界元方法（Direct Boundary Element Method，DBEM）。

同理，间接 Helmholtz 积分方程及其法向导数形式可以用来求解整个声场 D 的声学响应，即间接边界元法（Indirect Boundary Element Method，IBEM），如式（5.16）和式（5.17）所示。

$$c_s(x)p(x) = \int_{\partial D} \mu(y)\frac{\partial G(x,y)}{\partial n(y)}ds - \int_{\partial D} G(x,y)\kappa(y)ds \tag{5.16}$$

$$c_s(x)\frac{\partial p(x)}{\partial n(x)} = \int_{\partial D}\mu(y)\frac{\partial G^2(x,y)}{\partial n(y)\partial n(x)}\mathrm{d}s - \int_{\partial D}\frac{\partial G(x,y)}{\partial n(x)}\kappa(y)\mathrm{d}s \tag{5.17}$$

式中，μ 和 κ 分别表示声场边界的双层势能和单层势能。

将声学模型离散成二维单元并应用每个单元节点的边界条件后，可以得到传统边界元方法的标准线性方程组：

$$\mathbf{A}\cdot \boldsymbol{X} = \boldsymbol{B} \tag{5.18}$$

式中，$\mathbf{A}$ 为系数矩阵；$\boldsymbol{X}$ 为未知矢量；$\boldsymbol{B}$ 为已知矢量。

FMBEM 可以加速式（5.16）中左项的乘积求解和整个方程组的迭代过程，这主要得益于 FMM 的多极扩展及转移理论。在传统边界元中，节点之间的交互作用可以用 Green 公式（5.14）描述，即声音的强度随着距离 r 的增加而减小。而 FMBEM 以估算的形式表示这种交互作用，如图 5.3.1 所示。从图中可以看到，根据 Gegenbauer 附加定理，Helmholtz 方程的基本解可以在邻近场点 y 的中心 y_{c1} 点展开成多极扩展式。此外，通过多极扩展系数之间的转移，FMBEM 可以估算得到另一中心场点 y_{c2} 的解。总体上来说，连接 Green 函数源点 x 和目标点 y 之间的向量可以划分为三个部分，它们分别是多极扩展系数向多极扩展系数的转移（Multipole－to－multipole，M2M），多极扩展系数向局部扩展系数的转移（Multipole－to－local，M2L），以及局部扩展系数向局部扩展系数转移（Local－to－local，L2L）。

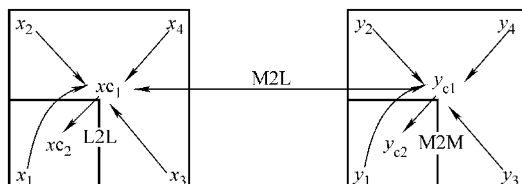


图 5.3.1　快速多极边界元算法示意图

采用 FMBEM 计算多自由度声学问题的步骤总结如下：

1）结构边界离散化得到边界元模型，FMBEM 目前适用于求解三角形声学单元。

2）生成多层八叉树结构，用来储存多极扩展系数和局部扩展系数。根据声学单元的最大单元尺寸 L_0 进行第一次分块，然后按第一次得到的分块再分为 8 个小方块（每个小方块边长为 $L_1 = L_0/2$），然后一直按照这种规则划分，进行 N 次后每个小方块的边长为 $L_\mathrm{N} = L_0/2^N$，当 $L_\mathrm{N} \leqslant \lambda/4$ 之后将停止分块，其中 λ 为上限频率对应的波长。

3）根据递归计算的方向不同，比如母节点向上对子节点递归，或子节点向下对母节点递归，分别用于计算多极扩展系数和局部扩展系数。

4）采用传统边界元算法对树结构中各个子单元对结果进行积分求解。

5）通过迭代计算未知矢量，直到结果达到设定的精度后，求解结束并得到声学结果。

第四节　结构—声耦合法

结构—声耦合法是用耦合系数矩阵将结构振动方程与声辐射积分方程联系起来，在仿真时分别用结构 FEM 和声学 BEM 进行建模与计算。其中，FEM 的作用是将车身离散成有限元模型，计算结构模态以及各种激励下的振动响应；BEM 的作用是将车内边界离散成声学模型，即把边界积分方程离散化，提取 FEM 求得的车内表面法向振动响应以计算车内结构辐



射噪声。

结构—声耦合系统的理论方法可以表示为

$$\begin{bmatrix} -\omega^2\mathbf{M}+j\omega\boldsymbol{C}+\mathbf{K} & \mathbf{C}_{\mathrm{sa}} \\ \mathbf{C}_{\mathrm{as}} & \mathbf{A} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \boldsymbol{u} \\ \boldsymbol{x} \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} \boldsymbol{F}_{\mathrm{s}} \\ \boldsymbol{F}_{\mathrm{a}} \end{Bmatrix} \tag{5.19}$$

式中，$\omega=2\pi f$ 是圆频率；$\mathbf{M}$ 是结构的质量矩阵；$\mathbf{C}$ 是结构的阻尼矩阵；$\mathbf{K}$ 是结构的刚度矩阵；$\mathbf{C}_{\mathrm{as}}$ 和 $\mathbf{C}_{\mathrm{sa}}$ 均是结构与声场的耦合矩阵；$\mathbf{A}$ 是对称矩阵；$\boldsymbol{u}$ 是结构振动的位移；$\boldsymbol{x}$ 是边界元模型表面未知的变量；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{s}}$是作用在结构上的机械负载；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{a}}$是声学负载；$j$ 是虚数单位。

耦合矩阵 $\mathbf{C}_{\mathrm{sa}}$表示声学介质对结构振动的影响，通过边界元模型表面两侧的声压差等效在结构上的力求得。选取一个边界单位为例，两侧的声压差可以表示为

$$(p_2-p_1)\mathrm{d}s=-\mu\mathrm{d}s \tag{5.20}$$

式中，p_1和 p_2分别是单元两侧的声压，两者的差值用 μ 表示；ds 是单元的面积；耦合矩阵 $\mathbf{C}_{\mathrm{sa}}$中各项的值可以对式（5.20）右项在单元法向的分量进行积分得到。

耦合矩阵 $\mathbf{C}_{\mathrm{as}}$表示结构振动对声学响应的影响，其结果可以直接从结构振动的位置 u 和声学质点的速度 v 的关系中求解。其中，u 和 v 在边界表面上存在

$$v=j\omega u_{\mathrm{n}} \tag{5.21}$$

式中，u_{n}是边界元模型表面的法向位移。

在式（5.21）中引入速度边界条件，在结构和声学模型的公共面 S_{as}上存在：

$$\int_{S_{\mathrm{as}}} j\rho\omega j\omega u_{\mathrm{n}}\mu\mathrm{d}s=-\rho\omega^2\int_{S_{\mathrm{as}}} u_{\mathrm{n}}\mu\mathrm{d}s \tag{5.22}$$

式中，基于右项即可求解耦合矩阵 $\mathbf{C}_{\mathrm{as}}$的项。

耦合矩阵 $\mathbf{C}_{\mathrm{as}}$和 $\mathbf{C}_{\mathrm{sa}}$之间的关系如式（5.23）所定义，即只需已知 $\mathbf{C}_{\mathrm{as}}$和 $\mathbf{C}_{\mathrm{sa}}$之一就能得到另一耦合矩阵。

$$\mathbf{C}_{\mathrm{as}}=-\rho\omega^2\,\mathbf{C}_{\mathrm{sa}}^{\mathrm{T}} \tag{5.23}$$

接下去将结构及其边界分别离散成结构有限元模型和声学边界元模型，其中有限元模型包含 M 个单元，在每一个单元上选取 N 个积分点，将耦合矩阵转换到单元的局部坐标系中，得到：

$$\mathbf{C}=\sum_{m=1}^{M}\sum_{l=1}^{L}|J_{\mathrm{ml}}|\cdot\omega_{\mathrm{ml}}\cdot u_n(x_{\mathrm{ml}})\cdot\mu(x_{\mathrm{ml}}) \tag{5.24}$$

式中，ml 是第 m 个单位的第 l 个积分点；$|J|$ 是变换矩阵的雅可比值；ω 是加权系数；x 是积分点的位置；在积分点上的结构位移 $u(x_{\mathrm{ml}})$和声学主要变量 $\mu(x_{\mathrm{ml}})$可以通过该单元上第 α 个节点的值以及该节点上的形函数 $\xi_{\alpha}^{m}(l)$得到：

$$u(x_{\mathrm{ml}})=\sum_{\alpha=1}^{\alpha_m}\xi_{\alpha}^{m}(l)\cdot u(\alpha,m) \tag{5.25}$$

$$\mu(x_{\mathrm{ml}})=\sum_{\alpha=1}^{\alpha_m}\xi_{\alpha}^{m}(l)\cdot\mu(\alpha,m) \tag{5.26}$$

将式（5.25）和式（5.26）代入式（5.24），可以推导出

$$\mathbf{C}=\sum_{m=1}^{M}\sum_{l=1}^{L}|J_{\mathrm{ml}}|\cdot\omega_{\mathrm{ml}}\cdot\sum_{\alpha=1}^{\alpha_m}\xi_{\alpha}^{m}(l)\cdot u(\alpha,m)\cdot\sum_{\alpha=1}^{\alpha_m}\xi_{\alpha}^{m}(l)\cdot\mu(\alpha,m) \tag{5.27}$$

在有限元模型中通过选取合适的单元和节点，将有限元模型分成两个部分，一部分与边

界元模型具有公共面，另一部分具有非公共面。需要说明的是，只有公共面上的结构单元和节点才参与计算耦合矩阵，非公共面上的结构单元和节点不与边界元模型进行耦合。在耦合方程中引入结构的模态基本量，得到

$$\boldsymbol{u} = \boldsymbol{\Phi} \cdot \boldsymbol{q} \tag{5.28}$$

式中，$\boldsymbol{\Phi}$ 是结构的模态矩阵；$\boldsymbol{q}$ 是各阶模态的参与因子。

为了求解得到模态表达式，将式（5.28）代入式（5.19）中，可得到

$$\begin{aligned} &[\mathbf{A} + \rho\omega^2 \cdot \mathbf{C}_{sa}^{T} \cdot \boldsymbol{\Phi} \cdot (-\omega^2 \cdot \mathbf{I} + j\omega \cdot \boldsymbol{\Phi} \cdot \mathbf{C} + \boldsymbol{\psi})^{-1} \cdot \boldsymbol{\Phi}^{T} \cdot \mathbf{C}_{sa}] \cdot \boldsymbol{x} \\ &= \boldsymbol{F}_{a} + \rho\omega^2 \cdot \mathbf{C}_{sa}^{T} \cdot \boldsymbol{\Phi} \cdot (-\omega^2 \cdot \mathbf{I} + j\omega \cdot \boldsymbol{\Phi} \cdot \mathbf{C} + \boldsymbol{\psi})^{-1} \cdot \boldsymbol{\Phi}^{T} \cdot \boldsymbol{F}_{s} \\ &\Rightarrow \mathbf{C}_{sa} \cdot \boldsymbol{x} = \boldsymbol{F}_{a} + \boldsymbol{C} \cdot \boldsymbol{F}_{s} \end{aligned} \tag{5.29}$$

式中，$\mathbf{I}$ 是单位矩阵；$\boldsymbol{\psi}$ 是结构的特征值对角阵。

在计算表面的主要未知变量后，可以通过 Helmholtz 积分方程得到声场中任意位置观察点的辐射声压及结构的辐射声功率。

采用结构—声耦合法可以求得汽车车内声场，但是仅局限于低频段。此外，该方法需要结构的模态信息。然而，由于车身结构有限元模型的自由度非常大，局部模态数量随着频率上升将急剧增加，会大幅增大计算量。综上所述，采用结构—声耦合法时，对分析频域上限具有很大的约束，通常用于计算 200Hz 以下的车内低频噪声。

第五节　统计能量分析

统计性方法建立在统计力学基础之上。此类方法把每个子系统的平均响应作为一个变量，通过求解能量平衡方程得到各子系统的平均响应。确定性方法与统计性方法的区别在于，前者的变量是基于每个节点 DOF，而且每个节点 DOF 与其相邻的节点 DOF 之间有一致性的关联关系，而后者的变量是基于每个子系统的平均响应，每个子系统上的节点 DOF 之间不相关。

统计性方法由热传导方程发展而来，因此有时候也被称作“热类比方法”。其典型代表是 SEA（统计能量分析：Statistical Energy Analysis）和热类比的 FEM、BEM 方法。统计力学的假设前提之一是子系统上节点 DOF 之间的非相关性，如果不满足这个假设，此类方法就不适用。当结构响应处于高频时，结构响应需要大量节点 DOF 进行描述，可以认为其节点 DOF 之间的响应满足“非相关性”的假设前提，因此在高频段使用统计性方法进行描述在理论上是成立的。

若从 1962 年 Lyon 和 Maidanic 合作撰写的论文“线性耦合振子间功率流”发表之日算起，统计能量分析（Statistical Energy Analysis，SEA）已经发展了 50 多年，成为求解高频振声问题的有力工具。SEA 基于统计模态的概念，将复杂系统划分为不同的模态群（称为子系统）以储存振动能量，最后通过能量传递得到各个子系统的振声响应。

假设整车模型可以划分为包含 N 个子系统的 SEA 模型，则可得稳态下各个子系统的功率平衡方程：



$$\omega\begin{bmatrix}(\eta_1+\sum_{i\neq 1}^{N}\eta_{1i}) & \cdots & -\eta_{1N}\cdot n_1\\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{N1}\cdot n_N & \cdots & (\eta_N+\sum_{i\neq N}^{N}\eta_{Ni})\end{bmatrix}\cdot\begin{Bmatrix}\Phi_1\\ \vdots\\ \Phi_N\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\Pi_{\text{in}1}\\ \vdots\\ \Pi_{\text{in}N}\end{Bmatrix} \tag{5.30}$$

$$\Phi_i(\omega)=\frac{E_i(\omega)}{n_i(\omega)} \tag{5.31}$$

式中，ω 为分析频带的中心频率；η_{ij}为子系统 i 到 j 的耦合损耗因子；n_i、η_i、Φ_i、$\Pi_{\text{in}\,i}$和 E_i分别为子系统 i 的模态密度、内损耗因子、模态功率、输入功率和储存的能量。

整车 SEA 模型的结构子系统由平板和单曲率板组成，在 SEA 理论中将这两种类型的结构均作为二维平板处理。已知用圆频率 ω、赫兹频率 f 和无量纲频率 ν 表示的二维平板模态密度分别为

$$n(\omega)=\frac{A_p}{4\pi RC_1}=\frac{A_p}{3.6C_1t} \tag{5.32}$$

$$n(f)=2\pi n(\omega)=\frac{A_p}{2RC_1} \tag{5.33}$$

$$n(\nu)=n(\omega)\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}\nu}=\frac{A_p}{4\pi Rl_1}\ \frac{l_2\nu}{4\pi R} \tag{5.34}$$

式中，A_p为板件子系统的面积；R 为平板截面的回转半径；C_1为材料的纵波速；t 为板件的厚度；l_1和 l_2为平板的边长，满足：

$$A_p=l_1\cdot l_2 \tag{5.35}$$

在 SEA 理论中，结构子系统 i 的内损耗因子由三种独立的阻尼机理构成：

$$\eta_i=\eta_{is}+\eta_{ir}+\eta_{ib} \tag{5.36}$$

式中，η_{is}为子系统 i 自身材料内摩擦产生的结构损耗因子；η_{ir}为子系统 i 结构声辐射阻尼形成的损耗因子；η_{ib}为子系统 i 在边界处与其他子系统连接时产生的阻尼损耗因子。

耦合损耗因子（Coupling Loss Factor，CLF）η_{ij}表示能量从子系统 i 到子系统 j 的传递能力的物理量，是子系统之间耦合作用大小的度量。

结构—结构的耦合损耗因子计算公式如下：

$$\eta_{ij}=\frac{2L_{ij}\tau_{ij}}{\pi k_p A_i} \tag{5.37}$$

式中，L_{ij}为耦合连接线的长度；τ_{ij}为子系统 i 到 j 的波传播系数；k_p为弯曲波的波数；A_i为子系统 i 的面积。

结构 m 与声腔 n 的耦合损耗因子计算公式：

$$\eta_{mn}=\frac{\rho_n c\sigma}{\omega\rho_m} \tag{5.38}$$

式中，ρ_n为空气的质量密度；c 为声速；σ 为声辐射系数；ρ_m为结构的质量密度。

声腔 a 与声腔 b 之间的耦合损耗因子计算公式：

$$\eta_{ab}=\frac{cS}{4\pi V_a} \tag{5.39}$$

式中，S 为声腔之间的耦合面积；V_a为其中一个声腔的体积。

在保守耦合下，由线性、可逆和无源子系统构成的总系统，均存在着互易性原理，即：

$$n_i(\omega)\eta_{ij} = n_j(\omega)\eta_{ji} \tag{5.40}$$

当通过计算和试验得到子系统 i 和 j 的模态密度和 η_{ij}后，即可同时得到 η_{ji}。

当 SEA 模型中只有子系统 j 受到外部激励，即其他子系统输入功率都为零时，可以得到子系统 i 的能量：

$$E_i = \frac{\gamma_{ij}\Pi_{inj}}{\omega\left(\eta_{jj} - \sum_{m=1,\neq j}^{N}\gamma_{mi}\eta_{mj}\right)} \tag{5.41}$$

$$\gamma_{ij} = \frac{E_i}{E_j} \tag{5.42}$$

可以计算得出子系统 i 在分析频段内的声压级：

$$L_p = 10\lg\frac{\rho c^2 E_i p_0^{-1}}{V} \tag{5.43}$$

式中，ρ 为空气密度；c 为声速；p_0为参考声压，值为 2×10^{-5}Pa；V 为声学空间的体积。

采用 SEA 方法可以大幅提升声学计算的频域上限，并且基于振声能量传递原理的计算量非常小，因此被广泛应用在汽车、飞机、船舶和航天器等领域的结构声学预测中。与确定性的 FEM、BEM 方法相比，SEA 方法以每个子系统的平均时空响应作为变量，大大降低了计算量。

SEA 方法也存在局限：

首先，其关键参数 CLF 只能对简单的点线面等连接方式进行估计，而对于具有复杂耦合结构的连接强耦合 CLF 的估计误差很大。

其次，考虑到 SEA 理论假设前提是子系统之间为弱耦合的关系，在低频段，系统响应时由整体模态控制，各子系统之间是强耦合的状态，因此此方法并不适用于低频段的结构声学预测。

为了突破这些局限，试验 SEA 得到了发展，对一些复杂连接处的 CLF、子系统模态密度和 DLF 等参数进行试验测量来获取，然后施加到统计能力分析的模型中，提高计算精度。试验测量可以减小计算量，提高计算速度，但是也存在诸多缺点：①概念设计阶段无法提供准确的测试样品进行测试；②单个试验所测得的结果并不具有统计意义。

概括来讲，SEA 具有以下优缺点。

优点：

1）具有当前通用的商业软件 ESI VAONE。

2）模型中不需要引入细节描述。

3）计算速度快，成本低。

4）高频段下不确定性参数带来的影响通过统计学的引入得到考虑。

5）模型参数的改变对结构声场的影响可以迅速得到体现。

缺点：

1）只能通过理论公式估计点线面等连接的 CLF，而复杂连接处的 CLF 则无法通过计算的方式得到。



2）模型的前提是弱耦合，在高频段时，各子系统之间由局部模态控制，满足弱耦合的前提，但对于中低频段时则不满足。

3）计算频率下止点附近时，对于子系统之间的划分需要丰富的经验。

第六节　混合 FE－SEA 法

在结构声学的仿真研究中，低频振声响应通常采用基于 FEM－BEM 的确定性分析方法，从而获取任一位置振声的幅值与相位响应；在较高频率下，采用考虑结构之间振声能量传递的 SEA 理论；而在中间频段内，系统内不仅存在结构尺寸小于该频段相应波长的“低频”子系统，而且还存在结构尺寸大于相应波长的“高频”子系统，造成整体系统具有局部低频与高频振动并存的“混合振动”情况。这种具有中频振动特征的组合结构可以统称为复杂组合系统（Complex Built－up Systems）。

中频问题在工程中非常普遍，而当整体模态控制的强耦合系统和由局部模态控制的弱耦合系统相互叠加时，无法单独使用 FEM 或 SEA 进行求解。目前工业界解决复杂耦合结构的结构声学中频问题预测的方法是由 Shorter 和 Langley 提出的混合 FE－SEA 方法。该方法的核心理论是“直混场互惠定理”，很好地解决了中频问题中动态特性不同的子系统之间的连接问题。在混合 FE－SEA 理论中，将系统中动态特性为整体模态特性控制的区域采用 FE 子系统进行建模，而动态特性由局部模态特性控制的区域采用 SEA 子系统建模。对这类问题求解需要得到混合系统的整体动态刚度和对 FE 子系统与 SEA 子系统之间的连接问题进行描述。其中 SEA 子系统由“直达场”和“混响场”描述，而整体结构刚度矩阵则由 FE 子系统和 SEA 子系统中的“直达场”的刚度矩阵耦合而成。SEA 子系统通过“直达场”的刚度矩阵与 FE 子系统在连接处耦合，并对 FE 子系统施加作用力；而 FE 子系统通过此刚度矩阵向 SEA 子系统的混响场辐射能量。这就解决了动态刚度问题和 FE 与 SEA 子系统的连接问题。

基于混合 FE－SEA 法的中频声学模型的整体平均响应为

$$\langle \boldsymbol{S}_{dis} \rangle = (\boldsymbol{D}^{dir})^{-1} \cdot [\boldsymbol{S}_f^{ext} \langle \boldsymbol{S}_{f,m}^{rev} \rangle] \cdot [(\boldsymbol{D}^{dir})^{-1}]^* \tag{5.44}$$

式中，S_{dis}是 FEM 子系统节点的位移响应矩阵；符号 $<\ >$表示取统计平均值；D^{dir}是包含 FEM 子系统和 SEA 子系统直达声场的整体刚度矩阵；$\boldsymbol{S}_f^{ext}$ 是作用在各个 FEM 子系统上的外界激励力矩阵；$\langle \boldsymbol{S}_{f,m}^{rev} \rangle$ 是第 m 个子系统的混响激励作用在各个 FEM 子系统耦合节点处产生的统计平均力。

根据直达声场—混响声场互惠定理，有如下关系：

$$\langle \boldsymbol{S}_{f,m}^{rev} \rangle = \frac{4E_m}{\pi \omega M_m} \mathrm{Im}\,(\boldsymbol{D}_m^{dir}) \tag{5.45}$$

式中，ω 是圆频率；M_m是第 m 个子系统的模态密度；E_m是第 m 个子系统的能量，满足能量守恒方程；$\mathrm{Im}(\boldsymbol{D}_m^{dir})$是第 m 个子系统对整体刚度矩阵的阻抗贡献量，该参数具有统计学意义。

SEA 子系统中的直达场是外界子系统和混响场之间“沟通”的渠道，第 m 个 SEA 子系统直达场输入到混响场的能量为

$$E_m^{in,dir} = \frac{\omega}{2} \sum^{jk} \mathrm{Im}\,(\boldsymbol{D}_m^{in,dir}) \cdot \boldsymbol{S}_{dis,jk} \tag{5.46}$$

式中，jk 是矩阵元素下标。

将式（5.46）代入式（5.44）中，整理后得到

$$E_m^{in,dir} = E_{in,m}^{(0)} + \sum^{n} h_{mn} \frac{E_n}{M_n} \tag{5.47}$$

其中

$$E_{in,m}^{(0)} = \frac{\omega}{2} \sum^{jk} \mathrm{Im}\,(\boldsymbol{D}_m^{in,dir})_{jk} \cdot \{(\boldsymbol{D}^{dir})^{-1} \cdot \boldsymbol{S}_f^{ext} \cdot [(\boldsymbol{D}^{dir})^{-1}]^*\}_{jk} \tag{5.48}$$

$$h_{mn} = \frac{2}{\pi} \sum^{jk} \mathrm{Im}\,(\boldsymbol{D}_m^{in,dir})_{jk} \cdot \{(\boldsymbol{D}^{dir})^{-1} \cdot \mathrm{Im}\,(D_n^{dir}) \cdot [(\boldsymbol{D}^{dir})^{-1}]^*\}_{jk} \tag{5.49}$$

式中，下标 n 是第 n 个 SEA 子系统；M_n是第 n 个 SEA 子系统的模态密度。

从式（5.47）中可以得出输入到第 m 个子系统直达场的能量由两部分组成，分别是外界直接激励力和混响场作用力。

混响声场的能量输出表达式为

$$E_m^{out,rev} = \frac{E_m}{M_m}\left(h_m + \sum^{n} h_{mn}\right) \tag{5.50}$$

式中，h_m是第 m 个 SEA 子系统混响场与 FEM 子系统连接处的能量损耗率，可以理解为连接处的能量吸收因子，它的定义式为

$$h_m = \frac{2}{\pi} \sum^{jk} \{(\boldsymbol{D}^{dir})^{-1} \cdot \mathrm{Im}\,(\boldsymbol{D}_m^{dir}) \cdot [(\boldsymbol{D}^{dir})^{-1}]^*\}_{jk} \cdot \mathrm{Im}\,(\boldsymbol{D}_0^{dir})_{jk} \tag{5.51}$$

式中，$\boldsymbol{D}_0^{dir}$ 是不包含 SEA 子系统直达场的 FEM 子系统刚度矩阵。

混响场的能量损耗为

$$E_{diss,m} = \omega \eta_m E_m \tag{5.52}$$

式中，η_m是第 m 个子系统的内损耗因子。

根据能量守恒方程，可以得到各个子系统的能量平稳方程为

$$\frac{E_m}{M_m}\left(\psi_m + \sum^{n \neq m} h_{mn}\right) - \sum^{n}\left(h_{mn} \frac{E_n}{M_n}\right) = E_{in,m}^{(0)} \tag{5.53}$$

其中

$$\psi_m = \omega M_m \eta_m + h_m \tag{5.54}$$

由式（5.53）可得到整个系统的能量平衡矩阵方程为

$$\begin{bmatrix} \psi_1 + \sum\limits_{n \neq 1} h_{n1} & \cdots & -h_{1m} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -h_{m1} & \cdots & \psi_m + \sum\limits_{n \neq m} h_{nm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dfrac{E_1}{M_1} \\ \vdots \\ \dfrac{E_m}{M_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{in,1}^{(0)} \\ \vdots \\ P_{in,m}^{(0)} \end{bmatrix} \tag{5.55}$$

最后将式（5.55）求得的所有子系统的能量代入式（5.44）便可得到整个系统的平均响应。

混合 FE－SEA 法作为结合有限元和统计能量分析优点的方法，在工程上用于求解中频声学问题的应用也越来越广泛。

概括来讲，混合 FE－SEA 方法有以下优缺点。



优点：

1）可以对中频问题进行准确的预测。

2）可以对复杂结构连接处细节特征进行确定性的 FE 建模，提高 CLF 的估算精度。

3）考虑了中高频时不确定性参数的影响。

4）相比较确定性的 FEM/BEM 方法提高了计算效率。

5）计算过程不需要重新计算整体刚度矩阵，提高优化设计效率。

缺点：

1）大型计算模型的计算周期依然较长。

2）模型中 SEA 与 FE 子系统的划分需要较丰富的工程经验，不然会增加计算成本。

3）低中高频段的预测需要分别计算。

第六章　汽车 NVH 模拟仿真技术

汽车开发是一项庞大的工程，涉及众多的技术领域。一百多年前，当汽车刚刚被发明出来时，可能连图样都没有，工人们是一边摸索一边将汽车组装起来的。随着技术的进步，越来越多的新技术被应用到汽车设计和制造中。汽车开发越来越复杂，人们想尽一切办法来提高效率。模拟仿真技术就是在这种情况下被开发出的，并不断地加以完善，越来越多地应用到汽车开发当中。

模拟仿真技术就是利用计算机的高速运行速度和专业软件的强大功能，部分或者全部地模拟汽车的某项功能，以代替物理实验。例如车身的疲劳强度实验，传统做法是制造出多台样车来，然后到专门的路面上去驾驶，对车身是否满足强度要求进行校核。这一过程耗时费力，通常需要花费几个月的时间，当然还有大量的人力、物力投入。后来人们开发出来疲劳强度的仿真软件，有很多工作都可以在计算机上完成，既节省了时间，还节省了费用。如果出现了疲劳强度问题，如车身某处发生了断裂，那么还可以通过模拟仿真技术来制定最有效的整改方案。

模拟仿真技术的应用能够带来很多好处，如：

① 可以提高产品开发质量。

② 可以缩短产品开发周期。

③ 可以降低产品开发费用。

④ 可以进行复杂产品的操作使用训练。

汽车 NVH 性能模拟仿真技术是其中的一个分枝。从最初的单个零件的模态计算，到目前的整车 NVH 性能模拟，已经越来越专业、越来越复杂，能够更好地对整车性能进行模拟，帮助人们更好、更快地开发汽车产品。

有限元分析（Finite Element Analysis，FEA）利用数学近似的方法对真实物理系统（几何和载荷工况）进行模拟。还利用简单而又相互作用的元素，即单元，就可以用有限数量的未知量去逼近无限未知量的真实系统。

有限元分析是用较简单的问题代替复杂问题后再求解。它将求解域看成是由许多称为有限元的小的互连子域组成，对每一单元假定一个合适的近似解，然后推导求解这个域总的满足条件（如结构的平衡条件），从而得到问题的解。这个解不是准确解，而是近似解，因为实际问题被较简单的问题所代替了。由于大多数实际问题难以得到准确解，而有限元不仅计算精度高，而且能适应各种复杂形状，因而成为行之有效的工程分析手段。

有限元是那些集合在一起能够表示实际连续域的离散单元。有限元的概念早在几个世纪前就已产生并得到了应用，例如用多边形（有限个直线单元）逼近圆来求得圆的周长，但作为一种方法而被提出，则时间不长。有限元法最初被称为矩阵近似方法，应用于航空器的结构强度计算，并因其方便性、实用性和有效性而引起从事力学研究的科学家的浓厚兴趣。经过短短数十年的努力，随着计算机技术的快速发展和普及，有限元方法迅速从结构工程强度分析计算扩展到几乎所有的科学技术领域，成为一种丰富多彩、应用广泛并且实用高效的



数值分析方法。

第一节　分析模型

汽车产品 NVH 性能模拟是从搭建模型开始的。搭建好一个模型后，就可以对零件、系统、整车进行性能模拟，验证性能是否满足目标要求，如果不满足，就要进行结构优化。通过模拟仿真技术，还可以在正向开发过程中，使一个零件，或者一个系统，在满足目标要求的前提下，结构最优，重量最轻，成本最低，实现最优化开发。

一、模型种类

有限元分析方法有很多种，所使用的分析模型也非常多。有单个零件的模型、系统级别模型、整车模型。根据具体的分析任务，选择合适的模型。例如，想了解某个零部件的模态或者刚度，那么一个单个的零部件就够用了。而如果想了解整车的怠速振动，那么就要使用整车模型，并且还要有实际的怠速激励和边界条件。

1. 零部件模型

汽车是由成千上万个零部件构成的，而整车分析模型也是由单个零部件的模型组装而成的。因此，零部件模型是有限元分析的基础，是构成整车模型的最基本单位。

CAE 模型的输入数据是零部件的几何模型，一般是 CATIA、UG、ProE 等模型，有些 CAE 前处理软件也有生成几何模型的功能，但是相对来说功能较弱，因此，一般都是直接读入 CAD 模型来进行网格划分。图 6.1.1 所示为活塞模型。左图为几何 CAD 模型，右图为 CAE 模型。

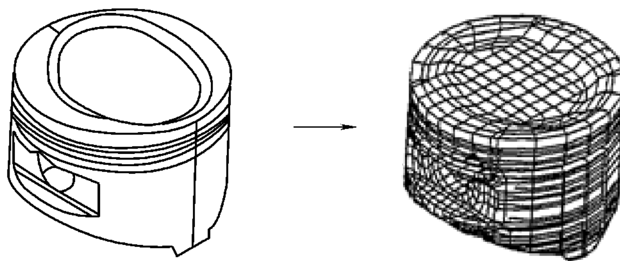


图 6.1.1　活塞的几何 CAD 模型和 CAE 模型

零部件模型的精度影响系统、整车的性能模拟精度。因此，CAE 模型应该尽可能真实地反映实物的几何及物理特征，形状、厚度、材料特性等要真实，一些细微部位要详细。当然，并不是说 CAE 模型要与几何模型完全一致，这样的话会导致 CAE 模型越来越大，使得计算成本过高，失去了 CAE 仿真技术的意义。

CAE 模型中不仅仅包括几何信息，最重要的一点还有材料的物理参数，如弹性模量、泊松比、密度、阻尼等。材料不同，上述参数是不同的。即使是对于同一种材料，当温度、加工方法、使用条件不同时，这些参数也有可能是不同的。因此，为了能够保证模型的准确度，材料的信息一定要准确，有条件的话要对材料进行参数测试，以获得准确的信息。

CAE 模型体现了几何模型的基本特征，如形状、厚度、载荷、边界条件等。但是并不意味着百分之百再现几何模型，在模型搭建过程中，有一些对整体特征没有明显影响的地方

可以忽略，如一些小的圆角、孔洞、筋等。这些细节如果完全模拟出来，将会造成模型非常大，增加了建模及计算的时间。从工程角度来讲，这些省略对结果的影响非常小，完全满足工程应用的需要。

2. 系统模型

零部件组成系统，而系统最终集成为整车。整车的性能也是由各个系统的性能综合而成的，因此，系统模型既是整车模型的一部分，同时又是独立的。对一些重要的系统要单独展开分析，保证系统的性能满足目标要求。

（1）白车身模型

白车身是最基础的子系统，它是乘员舱的主体，同时又是动力总成、悬架等系统的搭载体，因此也是激励的主要承受者。白车身要满足各种性能目标要求，如模态、刚度、强度等。因此，需要对白车身搭建详细的模型。

白车身是由地板、侧围、顶盖、前围等几部分组成的，各个部分之间主要依靠焊接连成一体。如果是承载式车身，那么还有纵梁，它是与车身集成在一起的。地板、顶盖等零部件的面积较大，刚度低，因此，通常都会单独设计加强梁，以提高车身的刚度。

白车身的分析模型有多种，如简易梁模型、详细有限元模型等。

在概念设计阶段，只有外CAS数据和一些车身的主断面。利用这些数据可以搭建简易的梁模型，进行初步的性能分析，如刚度、模态等。图6.1.2所示为白车身的简易梁模型。它是由几块面积较大的板件，如地板、顶盖、风窗玻璃等的壳单元，以及车身主断面的梁单元两部分构成的。梁单元与板件之间以弹性单元连接，弹性单元的参数来自于断面结构尺寸的分析结果。

图6.1.3所示为梁单元的主体框架结构，它来自于车身的主断面数据，采用梁单元模型每一部分断面，并在主断面与板件之间用弹性单元连接，图中的每一个数字都代表一处连接关系。

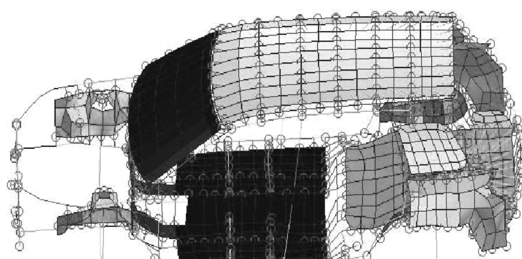


图6.1.2　白车身简易梁模型

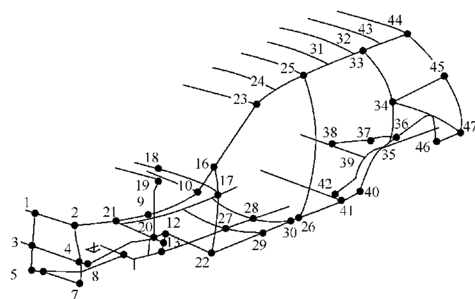


图6.1.3　梁模型的主体框架

简易梁模型应用在概念设计阶段，此时还没有详细的车身数据。模型的关键在于主断面参数和连接单元参数，精度好的梁模型，其计算精度可以达到接近详细有限元模型的水平。表6.1.1所示为壳单元与梁单元计算结果对比，可以看出二者的计算结果很一致。



表 6.1.1 壳单元与梁单元计算结果对比

项目	单位	壳单元	梁单元	误差率
重量	kg	297.1	298.8	-0.6%
扭转刚度	MNm^2/rad	1.844	1.691	8.3%
弯曲刚度	MNm^2	2.965	3.125	-5.4%
扭转	Hz	30.1	28.9	4.0%
前端横向弯曲	Hz	36.6	34.6	5.5%
一阶弯曲	Hz	37.2	38.9	-4.6%
二阶弯曲	Hz	47.8	50.1	-4.8%

梁模型只是应用在概念设计阶段，毕竟与真实的车身还有差别。特别是模型的精度主要依赖于工程师的经验。当车身的详细数据完成以后，就可以搭建详细的有限元模型了。统计数据表明，详细有限元模型的计算结果精度可以达到5%以内。

如图6.1.4所示为详细的白车身CAE模型。各汽车公司的白车身定义略有不同，除了基本骨架部分基本相同以外，有的将刚性连接前/后副车架、固定连接玻璃也认为是白车身的组成部分。

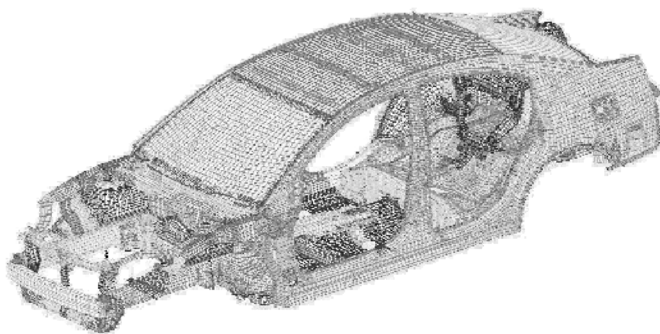


图6.1.4 白车身CAE模型

白车身的CAE模型搭建简单，现在很多商业软件都有自动网格划分功能，并且网格的质量也越来越好，需要手工修改的地方很少。甚至连焊点、螺栓等都能够自动完成。当然，这需要有完整的CAD数据输入，包括各组成部分的几何模型、连接关系。

完整的白车身CAE模型应该包括重量、材料、板厚、连接关系等重要信息。尤其是重量信息，对计算结果的精度影响很大。因为在划分网格过程中，有一些细微的特征是被忽略的，如小的圆角及孔洞、筋等。另外，还有车身上喷涂的底漆、沥青等材料，在建模的时候也是忽略的。因此，最终完成的CAE模型通常与实物会有一定的重量差，一般是CAE模型要小一些。对这些重量差要想办法补偿。使用最多的方法是利用非结构质量（NSM）来补偿。非结构质量是在单元属性栏里输入的，对于壳单元来说，非结构质量是指单位面积上的重量，对于梁单元来说，非结构质量是指单位长度的重量，如图6.1.5中第9栏所示。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PSHELL	PID	MID1	T	MID2	12I/T * *3	MID3	TS/T	NSM	
	Z1	Z2	MID4						

例：

PSHELL	203	204	1.90	205	1.2	206	0.8	6.32	
	+.95	-.95							

图 6.1.5　非结构质量（NSM）输入例

有时候需要对白车身模型进行变形、拉伸等操作。如在优化过程中，需要更改车身某部位的结构、截面形状，这种操作手工完成的话非常复杂，变形后的模型质量变差。还有一些情况如车身改型，在原车型的基础上，车身的高度、宽度和长度改变，也需要在原模型的基础上进行操作。为了解决这类问题，一些商业软件开发出了模型变形功能，可以按照工程师的意图进行灵活的拉长、拉宽等操作，操作过程中可以保证模型不变形，更优秀的还可以保证整个过程参数化进行，给定一些关键参数，就可以自动完成模型的变化。

（2）动力总成模型

动力总成的开发一般先于车身，技术集成度高、复杂，开发周期长。目前，CAE 技术已经在动力总成开发中大规模应用，提高了产品质量，缩短了开发周期，降低了开发费用。

动力总成中 NVH 相关的分析内容包括模态、传递函数、放射噪声等。根据不同的分析内容，需要搭建相应的模型。

CAE 分析需要搭建有限元模型。图 6.1.6 所示为动力总成的有限元模型，由发动机和变速器构成，而发动机又包括缸体、缸盖、曲轴、连杆等零部件。

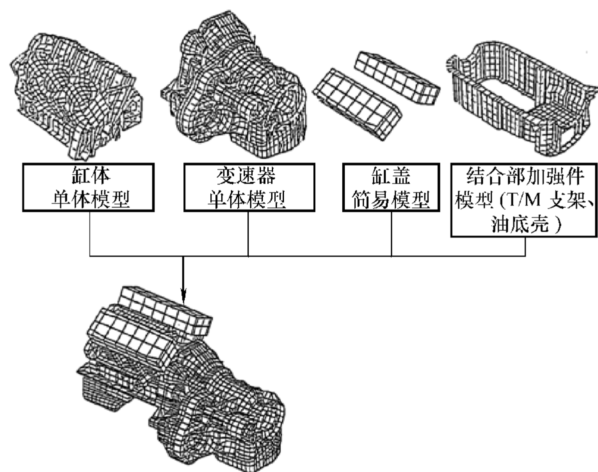


图 6.1.6　动力总成有限元模型

利用动力总成有限元模型可以进行模态、传递函数等分析。分析结果的精度取决于模型的精度，包括主要零部件是否齐全、重量、材料特性等。另外，搭建模型时使用的单元类型对结果也有很大的影响。



除了动力总成相关的分析以外，还可以开展零部件级别的分析，如曲轴模态和刚度、缸体模态等。这些分析有助于对零部件的结构优化、性能提升和轻量化。如对曲轴进行模态分析，可以了解曲轴的弯曲和扭转模态，验证是否满足目标要求。图 6.1.7 所示为 467Hz 时的曲轴弯曲模态。

除了有限元分析以外，动力总成还可以开展其他分析，如辐射噪声分析，考察动力总成在工作过程中辐射出的噪声，分析结果对车外噪声源定位、整车声学包装设计、动力总成自身 NVH 性能评价等具有积极意义。开展类似的分析需要搭建边界元模型，使用专门的边界元软件进行求解。图 6.1.8 所示为边界元分析模型。

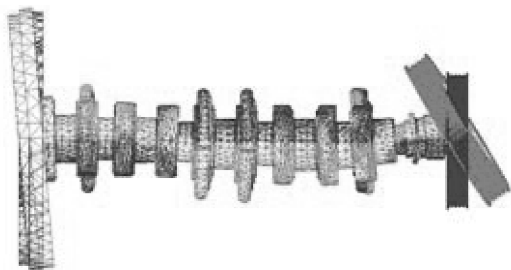


图 6.1.7　467Hz 时的曲轴弯曲模态

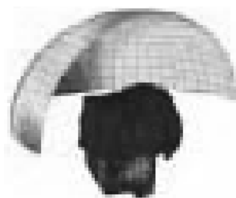


图 6.1.8　动力总成边界元模型

有些软件专门针对动力总成开展一维计算，主要是进行动力总成性能方面的计算和验证，还可以计算针对动力总成各种工况下的激励。利用这些激励可以开展实车相关的分析，如怠速振动、加速噪声等。图 6.1.9 所示为 LMS/AMESim 模型。

利用机构动力总原理，还可以搭建动力总成的数学模型，利用公式计算动力总成激励，如惯性力、燃烧力矩、变速器输出转矩等，如图 6.1.10 所示。

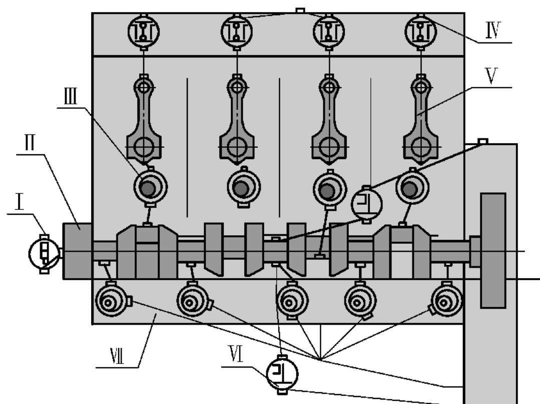


图 6.1.9　动力总成 LMS/AMESim 模型

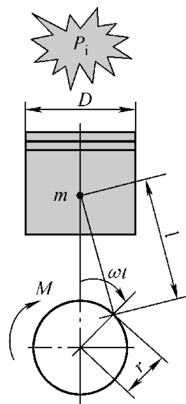


图 6.1.10　发动机数学模型

模拟动力总成车载状态，计算动力总成的刚体模态时，可以搭建动力总成的简易模型。此时，动力总成的刚体模态属于低频范围，因此，可以不用考虑弹性模态。可以将动力总成模拟为集中质量点，输入重量、重心坐标和转动惯量等参数，就可以计算动力总成的刚体模态了。

（3）悬架及轮胎系统模型

悬架及轮胎系统是车身的减振机构，能有效隔离和衰减路面传递过来的激励。其中减振器的结构最为复杂。图 6. 1. 11 所示为独立式悬架及轮胎系统总成模型。

1）悬架模型。图 6. 1. 12 所示为减振器有限元模型。包括弹簧、减振器、轴、限位块等部分。其中包含了弹性单元和阻尼单元，模拟减振器的减振功能。弹簧刚度和阻尼值最好是使用实测数据，否则会使计算结果产生很大的误差。图 6. 1. 13 所示为前减振器衰减力实测值，包括拉伸和压缩两种状态，测试结果为相对于运动速度的衰减力。

货车上通常使用的是板簧。

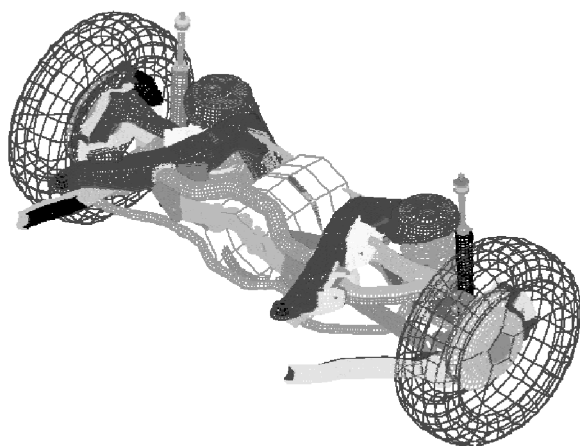


图 6. 1. 11　悬架及轮胎系统模型

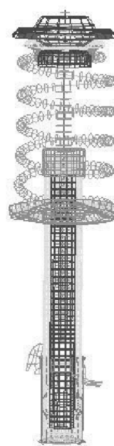


图 6. 1. 12　减振器模型

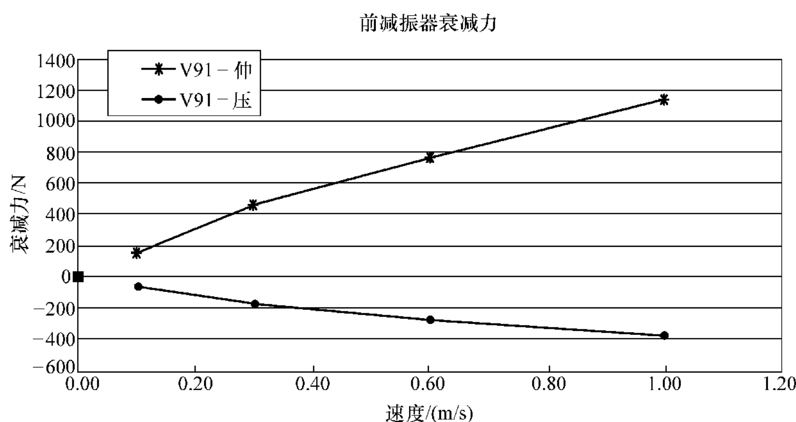


图 6. 1. 13　减振器衰减力

2）轮胎模型。轮胎结构复杂，具有很强的非线性，很难转化成分析模型。经过长期摸



索，人们总结出两种常用的轮胎模型，即线性轮胎和模态轮胎。

线性轮胎是简易模型，将轮胎简化成简单的弹性单元，使用近似的刚度值来模拟轮胎的弹性。这种模拟方法适用于 20Hz 以下的低频问题，结果精度在可接受范围内。计算整车刚度模态、过坎冲击、车身抖动等低频问题时可以使用这种模型，如图 6. 1. 14 所示。

为了全面模拟轮胎的性能，人们又开发出了一种模态轮胎模型，如图 6. 1. 15 所示。这种轮胎模型是通过实验手段测试得到轮胎在每阶模态下的质量、刚度和阻尼矩阵，并以 DMIG 格式输出的。模型里不但有胎壁等几何结构，还包括轮胎内部的空气，二者通过结构流体耦合的形式来体现相互之间的作用。这种模型可以模拟路面噪声等高频问题，能够真实地反映出轮胎自身的模态，如轮胎内部的声腔模态、轮胎壁的弯曲模态等。模态轮胎模型搭建复杂，需要有专门的工具，其中还涉及大量的实验测试。这种技术通常只掌握在轮胎制造商手里，主机厂可以根据需要要求轮胎供应商提供模态轮胎模型，集成到整车中开展相应的分析。

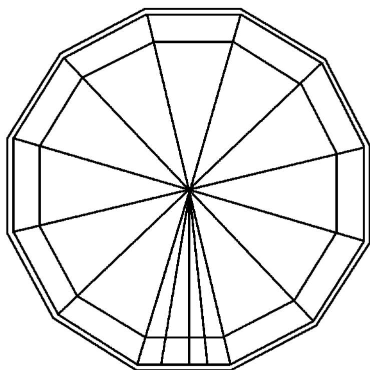


图 6. 1. 14　简易轮胎模型

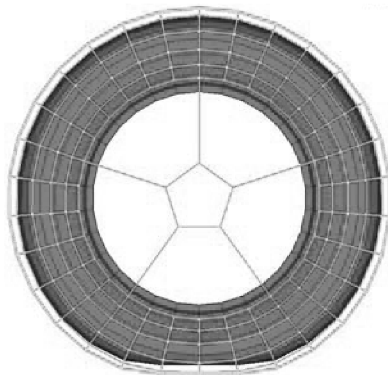


图 6. 1. 15　模态轮胎模型

（4）进气系统模型

进气系统噪声是车外噪声、车内噪声的主要声源之一，在进气系统设计及与整车匹配过程中，需要对进气系统开展多项分析任务，以确保进气系统的 NVH 性能满足目标要求。

图 6. 1. 16 所示为典型的进气系统示意图，由进气管、空气滤清器、稳压腔、进气歧管等部分构成，有的进气系统中还设置有谐振腔、1/4 波长管，专门用来消除某些特定频率的噪声。进气歧管一侧与发动机的进气道相连，另一端的进气口直接与大气连接。

进气系统最大的噪声发生在进气口处，是气体从进气口高速吸入时产生的。因此，测试和评价进气噪声时一般都以进气口位置为主。空气滤清器壳体刚度低，具有低频的局部模态，是产生放射噪声的主要部位。

图 6. 1. 17 所示为进气系统设计流程图。在汽车总布置设计阶段，根据发动机舱的空间结构，确定进气系统的主体框架。以此基本结构为基础，开展相关的性能分析，如传递损失、插入损失、进气系统模态等，对分析结果进行评价，如果不满足目标要求，则要返回来对结构进行调整，如谐振腔容积、进气管直径、进气口位置和朝向等。待所有的性能合格后，才能将设计方案固化下来，进入生产试制阶段。最终产品制造出来并安装到汽车上后，还要通过实验进行验证。

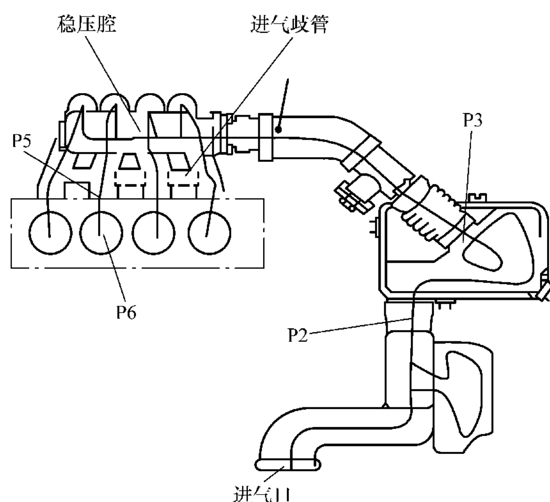


图 6. 1. 16　进气系统结构示意图

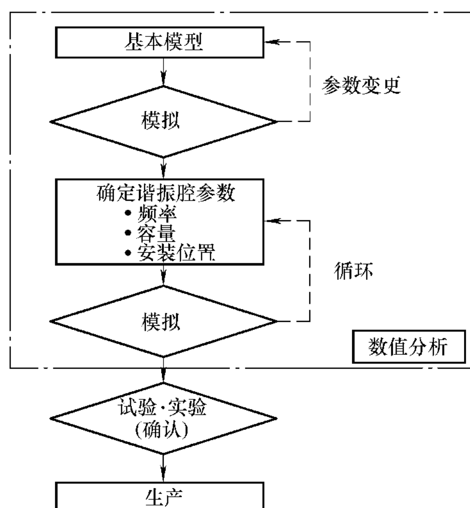


图 6. 1. 17　进气系统设计流程

图 6. 1. 18 所示为空气滤清器及谐振腔有限元模型，使用该模型可以开展模态及壳体表面动刚度分析。空气滤清器及谐振器的本体通常由塑料制成，结构复杂，壁厚不均，而且表面上有大量的加强筋。因此，划分网格时，最好使用实体单元，如六面体或者四面体二阶单元。

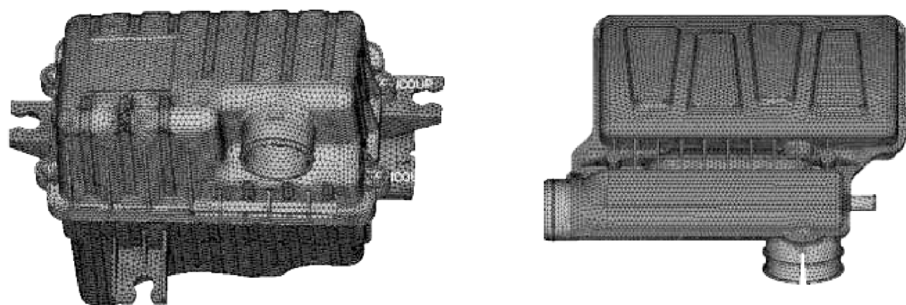


图 6. 1. 18　空气滤清器及谐振腔有限元模型

利用 Virtual. lab、GT－power 等软件，可以开展进气系统传递损失等分析。具体分析时，应该根据软件的要求搭建合适的模型。

（5）排气系统模型

排气系统也是车外噪声、车内噪声的主要来源之一。特别是排气管中的高温、高速气体，会产生多种类型的噪声，比进气噪声的影响更大。

相对于进气系统，排气系统的振动问题更加严重。排气系统结构细长，从前到后分布在整个车的地板下面，具有一定的重量。通常吊挂连接到车身上。排气系统前端与发动机连接，直接受发动机激励的作用，排气系统本身也有多阶模态，如弯曲、扭转模态。这些激励会直接向车身传递，有时会引起车身振动及车内噪声问题。



排气系统最常规的分析是有限元分析，如模态、隔振率、传递力等。分析时，需要搭建详细的有限元模型，如图 6.1.19 所示。模型主要由壳单元构成，前端还包括动力总成模型和悬置系统模型，动力总成以集中质量单元模拟。吊挂以弹性单元模拟，输入吊挂的动刚度。三元催化器、消声器内部结构最好也详细地做出来。

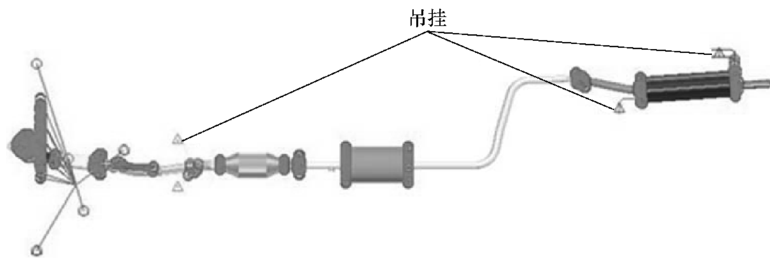
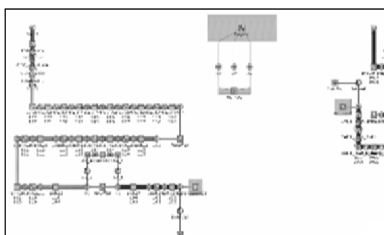
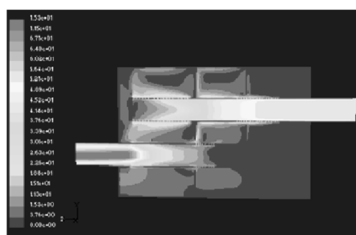


图 6.1.19 排气系统有限元模型

利用 Virtual. lab、GT－power 等软件，可以开展排气系统传递损失等分析。具体分析时，应该根据软件的要求搭建合适的模型。如图 6.1.20 所示为排气系统分析模型，图 6.1.20a 为一维分析模型，图 6.1.20b 为三维分析模型。



a) 一维排气模拟



b) 三维流场分析

图 6.1.20 排气系统传递损失分析模型

（6）转向系统模型

转向系统是 NVH 性能的关注点之一，无论是主观评价，还是客观测试，都需要关注转向盘的振动。

转向系统动态特性分析以有限元方法为主。进行转向系统设计时，要设定整车状态下的转向盘模态。为了满足该模态要求，需要将目标值向下分解。图 6.1.21 所示为转向系统目标分解案例。从转向盘单体开始，要求每一个分总成都要满足目标要求。如图 6.1.21c 所示，一般要求该分总成的第一阶模态不能低于 45Hz。

转向盘模态最终要在整车状态下进行验证。这就需要使用整车模型，或者 TB 模型。要求整车状态下转向盘模态不能低于 35Hz，有些中高级车要求更高。

对转向盘模态的要求是为了最终保证汽车各工况下转向盘的振动要求。如常见的怠速振动问题，最多的就是转向盘振动超标。而为了满足这一目标要求，除了模态以外，其他的还有如车身激励点到转向盘的振动传递函数目标。

（7）车架模型

非承载式车身具有独立的车架，通常用在货车、大型轿车上。这种车架一般由厚的钢板



图 6. 1. 21　转向系统目标分析

焊接而成，多数呈梯子形的框架结构，中间有多道横梁。对于车架，需要掌握它的模态，如垂向弯曲模态、扭转模态。有限元法是获取模态最有效的手段。而车架的有限元模型也很容易搭建，使用普通的壳单元即可，焊接为二氧化碳保护焊，使用刚性单元模拟。

承载式车身不具有独立的车架，车架与车身是集成在一起的，一般称为纵梁。代替车架功能的是副车架，包括前、后两个副车架，有的车型上后副车架只是个简单的扭力梁。图 6. 1. 22 所示为常用的两种前副车架类型，图 6. 1. 22a 为工字形结构，图 6. 1. 22b 为井字形结构，材料通常为钢板，焊接而成。有些高档车的前副车架采用铸铝材料，这种副车架结构轻、性能好，但是工艺复杂、成本高。

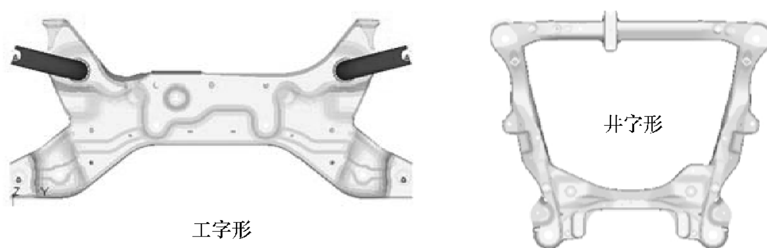


图 6. 1. 22　常用的前副车架类型

钢板制副车架有限元模型采用最普通的壳单元，用刚性单元连接。如果是铸铝材料副车架，由于形状复杂、厚度不均，壳单元不合适，最好使用六面体或者四面体二阶单元。

（8）内饰件模型

车身的内饰件多数由树脂或者塑料材料制成，结构复杂，厚度大小不一，并且表面上有



大量的加强筋、凸台，各部分之间的连接也不是常用的焊接或者螺栓连接，多是卡扣、过盈配合等非常规连接方式。

图 6. 1. 23 所示为详细的仪表板有限元模型，用来计算仪表板模态。图 6. 1. 24 所示为常用的内饰件材料。树脂或者塑料材料的弹性模量、密度等参数变化范围大，最好进行测试，否则会对计算结果产生很大的影响。

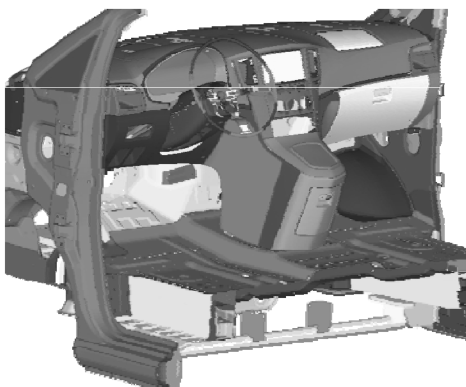


图 6. 1. 23　仪表板有限元模型

元件	材料
	PC+ABS
	PVC
	PP/PA66
	PP+TD20
	PP+PE

图 6. 1. 24　常用内饰材料

除了上述详细模型以外，如果不考虑内饰件刚度的影响，有时候也将内饰件简化，只将它的质量加入模型，并按照实际的连接关系，使用非刚性单元连接。这种模型简单，计算结果的精度也很好。

（9）集中质量模型

汽车的主体框架结构是由钢板构成的。除了这些主体框架以外，还有大量的形状各异的附件，如各种电动机类、泵类、电器零部件等，这些零部件结构复杂、不规则，如果搭建详细的模型，将耗费大量的时间，使得最终的整车模型无限大。同时，考虑到这些零部件对整车的贡献主要是重量，刚度的影响很小，因此，实际上只是将这些零部件的重量考虑进来。

具体的做法是将这些零部件用集中质量单元模拟，置于其重心位置，赋予其重量、转动惯量等参数，并按照实际的连接状态与车身连接。

上述的零部件非常多，有的重量大，有的重量小。重量大的零部件除了输入重量以外，还要求输入转动惯量信息，如动力总成、蓄电池、散热器等。而一些重量较小的零部件，则可以忽略。该项要求要按照具体的规范执行，也可以依靠经验，如有的公司规定重量在 1kg 以上的零部件，必须输入转动惯量；重量在 1kg 以下的，则不用输入。

（10）声腔模型

车室内空间充满空气，这些被密封的空气具有声腔模态。当声腔模态被接触的板件振动激励起来时，就会产生噪声。为了模拟车内的声腔模态特性，以及在受到激励时的动态，需要将车内空气模型化。

图 6. 1. 25 所示为车内空气的声学模型。它由空气、座椅、仪表板等几部分构成。各部分均赋予流体材料特性，如密度、声速。

为了保证声腔模型与结构模型准确耦合，要求声腔模型表面的节点与结构模型的结构一一对应，然后用 ACMODL 卡片将二者耦合在一起。但是这样的话，模型搭建非常困难，要

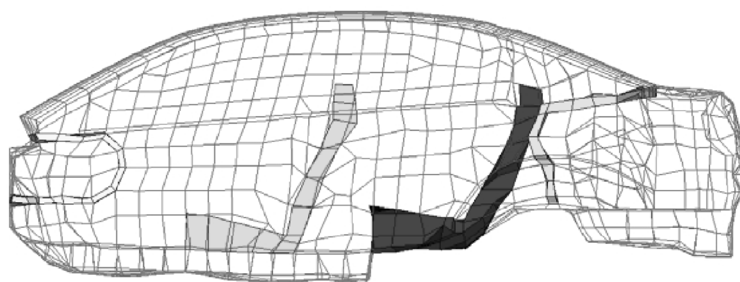


图 6. 1. 25　车内声腔模型

逐一对齐节点，非常耗时。最近的计算软件能够自动摸索耦合节点，一定距离内的节点就可以自动耦合上。因此，搭建模型时就很方便了，在结构模型的基础上，可以自动完成声腔模型的搭建。

声腔模型是由实体单元构成的，可选择六面体单元或者四面体单元。六面体单元需要手工完成，非常耗时，而四面体单元则可以利用软件自动完成，非常快捷。当然二者的计算结果是有差距的。模型通常约为 1Hz，NTF 或者噪声有 1dB 左右的差异。如果对结果的精度要求不高，则可以选择四面体单元，否则就要选择六面体单元。

3. 整车模型

各个系统模型搭建完成以后，就可以组装到一起构成整车模型了。给定一定的边界条件和载荷，就可以开展各种分析任务了。

二、建模规范

1. 单元类型

汽车开发过程中会用到多种辅助软件，每种软件都有各自的模型要求。以有限元方法为例，其中有大量的单元类型可供选择，应该根据具体的分析内容适当地选择。

车身主要是由钢板连接而成的，因此，壳单元是最合适的选择。目前的前处理软件都有网格自动划分功能，可以快速、高质量地完成网格的划分，只需要对很少的一部分做些手工调整。壳单元通常包括四边形和三角形两种，三角形单元收敛困难，而且会加大结构的刚度，计算结果往往比四边形单元差许多。因此，建模时要尽可能选择四边形单元，只有在一些细微部位，无法选择四边形时才选择三角形。而且模型中的三角形单元数量要控制在一定比例以下。

除了上述规则的板件以外，汽车上还有许多不规则的零部件，如缸体、缸盖、曲轴、转向盘骨架、转向节、制动盘等。这些零件形状复杂、壁厚不均，多为铸造件，无法像板件那样自动划分网格。对于此类零部件，通常选择实体单元。

可供选择的实体单元包括多种类型，如四面体、五面体、六面体，每种单元还可细分为一次单元，二次单元。单元类型及尺寸对计算结果有很大的影响。图 6. 1. 26 所示是对多种单元类型及尺寸的调查结果，结果显示，单元类型和尺寸对计算结果有很大的影响。其中以六面体单元、四边形单元相对于理论值的误差最小，而三角形单元的误差最大。

为了进一步了解单元类型对分析结果的精度的影响，举例如下：



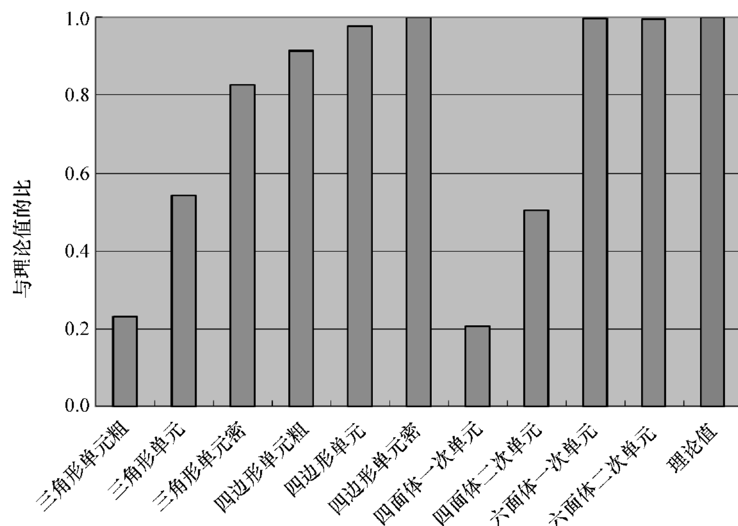


图 6. 1. 26　各种单元类型及尺寸对结果精度的影响

图 6. 1. 27 所示为两种单元类型的转向盘模态分析结果。左图为四面体一阶单元，右图为六面体单元。四面体单元的模态结果为 126. 8Hz，六面体单元的模态结果为 108. 8Hz，可以看出二者的差别还是很大的。

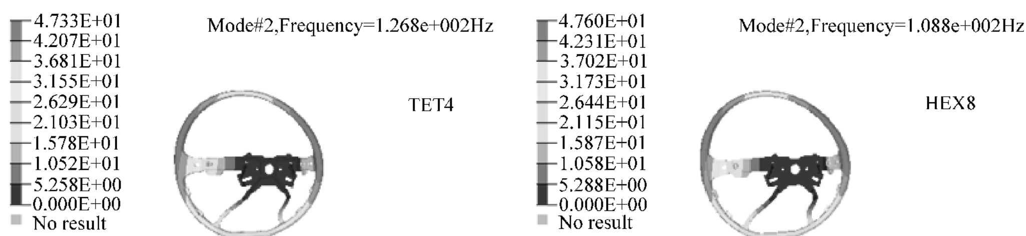


图 6. 1. 27　单元类型对转向盘模态的影响

2. 单元尺寸

从理论上来讲，单元尺寸越小则越能真实地反映零部件的物理结构和特征，因此计算精度也越高。如图 6. 1. 26 中所示，同样是三角形单元，大尺寸（粗）和小尺寸（细）单元的结果精度相差很多。因此，在搭建模型时，要尽可能使用小尺寸单元。目前的软件自动网格划分功能、强大的计算硬件为此提供了强有力的保证。

对单元尺寸唯一具有限制的是时间，如建模时间和计算时间。单元尺寸越小，则前处理划分网格的时间就越长，计算时间也越长。这对于快节奏的产品开发步伐来讲是不合适的。因此，实际上要根据具体的条件来选择合适的单元尺寸，既要能保证结果精度，同时还要保证时间节点和计算资源要求。

3. 建模方法

分析模型通常都是在几何模型的基础上搭建的。拿到几何模型后，首先要对其进行适当的处理，然后才能进行 CAE 网格划分，否则，一些边角细微之处会影响建模。表面规则的

板件可以利用软件的自动功能划分，但是一些细节之处还是需要手工调整的，如孔、筋、圆角等。

（1）孔的建模方法

零部件上有很多孔，其用处也大不相同。有的孔是用来安装的，有的孔是用来通过线束的。孔的尺寸、形状也各式各样。

通常直径在5mm以下的孔是可以忽略的。大于5mm的孔需要做出来。如果是螺栓孔，在孔周边至少需要划分两层同心圆，如图6.1.28的左图所示。如果是普通的小尺寸孔，如定位孔、过孔等，则可以按照图6.1.28的右图。椭圆孔可以按照圆孔相同的方法建模。

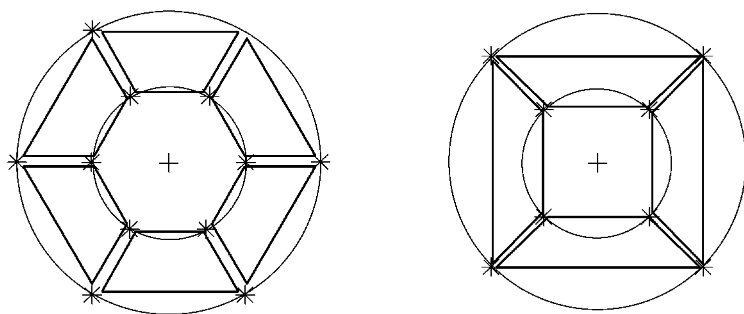


图6.1.28　孔的建模方法

（2）筋的建模方法

通常大面积板件上都会有加强筋（肋），以提高表面的刚度。这些加强筋对板件的性能影响大，因此建模时要尽可能做出来。图6.1.29所示为常用的两种建模方法。相对于基本尺寸，较小的筋可以按照左图方法建模，较大的筋按照右图方法建模。

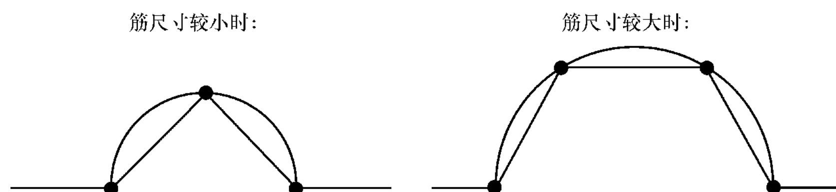


图6.1.29　筋的建模方法

（3）圆角及倒角的建模方法

图6.1.30为常用的两种建模方法。相对于基本尺寸，较小的圆角可以按照左图方法建模，较大的圆角按照右图方法建模。

4. 模型质量检查

模型质量对计算结果影响非常大，因此，搭建好的模型必须检查质量。表6.1.2所示为常规的质量检查清单。



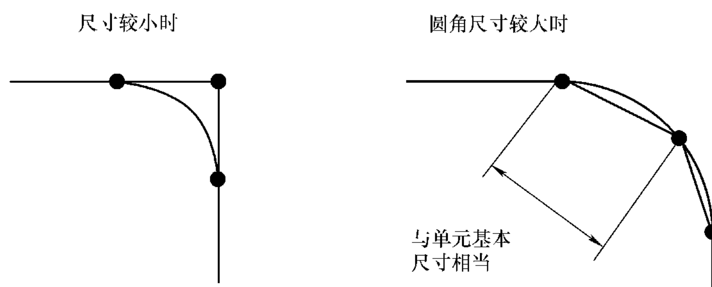


图 6.1.30　圆角的建模方法

表 6.1.2　模型质量检查

1	单元尺寸		8mm	
2	三角形单元比例		5% 以下	shell
3	纵横比		1:5 以下	
4	内角	四角形	40 ~ 140deg	
		三角形	20 ~ 120deg	
5	翘曲角	20deg 以下		
6	Distortion		0. 6	solid
7	Stretch		0. 2	

5. 模型管理

当模型越建越大、数量越来越多时，就容易出现混乱现象。因此，一套科学的管理方法非常有必要。零部件的命名、材料编号、单元和节点编号等，都需要建立规范。

表 6.1.3 所示为某汽车公司的白车身模型编号管理表。规范中，将汽车按照功能划分为多个总成及分总成。对于每一部分，都分配给专用的号码段，例如前地板总成，设计部门的 UPG 代号为 M50A11，有限元模型中，PID 号以 11 ＊ ＊ ＊命名，单元和节点的号段都是固定的。这样的号码管理方法适用于所有车型，便于数据库的建立和管理。

表 6.1.3　模型编号管理表

PART NAME	PID	MESHING						ASSY								
		NODE			BEAM/SHELL/SOLID			NODE			ARC,BOLT (RBE2)			GLUE (HEX,CELAS)		
FRONT FLOOR	11＊＊＊	1,100,001	~	1,199,999	1,100,001	~	1,199,999	3,100,001	~	3,199,999	3,100,001	~	3,109,999	3,140,001	~	3,149,999
REAR FLOOR	12＊＊＊	1,200,001	~	1,299,999	1,200,001	~	1,299,999	3,200,001	~	3,299,999	3,200,001	~	3,209,999	3,240,001	~	3,249,999
DASH PANEL	13＊＊＊	1,300,001	~	1,399,999	1,300,001	~	1,399,999	3,300,001	~	3,399,999	3,300,001	~	3,309,999	3,340,001	~	3,349,999
FENDER SHIELD	14＊＊＊	1,400,001	~	1,499,999	1,400,001	~	1,499,999	3,400,001	~	3,499,999	3,400,001	~	3,409,999	3,440,001	~	3,449,999
FR END STRUCTURAL SHEET METAL	15＊＊＊	1,500,001	~	1,599,999	1,500,001	~	1,599,999	3,500,001	~	3,599,999	3,500,001	~	3,509,999	3,540,001	~	3,549,999
FRONT SIDE STRUCTURE	16＊＊＊	1,600,001	~	1,699,999	1,600,001	~	1,699,999	3,600,001	~	3,699,999	3,600,001	~	3,609,999	3,640,001	~	3,649,999
REAR SIDE STRUCTURE	17＊＊＊	1,700,001	~	1,799,999	1,700,001	~	1,799,999	3,700,001	~	3,799,999	3,700,001	~	3,709,999	3,740,001	~	3,749,999
FRONT DECK	18＊＊＊	1,800,001	~	1,899,999	1,800,001	~	1,899,999	3,800,001	~	3,899,999	3,800,001	~	3,809,999	3,840,001	~	3,849,999
ROOF	20＊＊＊	1,900,001	~	1,999,999	1,900,001	~	1,999,999	3,900,001	~	3,999,999	3,900,001	~	3,909,999	3,940,001	~	3,949,999
BIW ASSY	(900＊＊)							4,000,001	~	4,099,999	4,000,001	~	4,009,999	4,050,001	~	4,059,999
WINDSHIELD GLASS	521＊＊	2,500,001	~	2,509,999	2,500,001	~	2,509,999	4,500,001	~	4,509,999				4,500,001	~	4,509,999
DELTA GLASS	522＊＊	2,510,001	~	2,519,999	2,510,001	~	2,519,999	4,510,001	~	4,519,999				4,510,001	~	4,519,999
QUARTER WINDOW GLASS	524＊＊	2,520,001	~	2,529,999	2,520,001	~	2,529,999	4,520,001	~	4,529,999				4,520,001	~	4,529,999
FRONT BUMPER BEAM	61＊＊＊	2,600,001	~	2,649,999	2,600,001	~	2,649,999	4,600,001	~	4,649,999	4,600,001	~	4,609,999	4,640,001	~	4,649,999
REAR BUMPER BEAM	62＊＊＊	2,650,001	~	2,699,999	2,650,001	~	2,699,999	4,650,001	~	4,699,999	4,650,001	~	4,659,999	4,690,001	~	4,699,999
MISC LOOSE PANELS (DECK CROSS	70＊＊＊	2,700,001	~	2,799,999	2,700,001	~	2,799,999	4,700,001	~	4,799,999	4,700,001	~	4,709,999	4,740,001	~	4,749,999
MISC LOOSE PANELS (OTHER)	801＊＊	2,800,001	~	2,899,999	2,800,001	~	2,899,999	4,800,001	~	4,899,999	4,800,001	~	4,809,999	4,840,001	~	4,849,999
OTHER LOOSE PANELS	802＊＊	2,900,001	~	2,999,999	2,900,001	~	2,999,999	4,900,001	~	4,999,999	4,900,001	~	4,909,999	4,940,001	~	4,949,999

三、模型组装

整车是由各个系统组装而成的。各系统之间的连接方法对整车分析结果影响非常大。通过多年的研究和摸索，人们总结出了整车模型组装方法。

1. 点焊连接

车身的主体框架为钢板焊接而成。点焊是一种高效的焊接方式，目前点焊的模拟方式如图6.1.31所示，在焊点中心建立一个六面体单元，然后用RBE3单元与两个焊接板相连。当然这一过程都是软件自动完成的。

铆接可以按照点焊相同的方法处理。

2. 二氧化碳保护焊连接

汽车上一些无法采用点焊的零部件，通常采用二氧化碳保护焊连接。如副车架、扭力梁等。由于这些零部件厚度大，不能用点焊，只能用二氧化碳保护焊。

二氧化碳保护焊的连接一般用刚性单元RBE2连接，并且要求RBE2的主从节点垂直对应，连接区域和焊接区域相等。这种做法比较费时，要事先将两个焊到一起的板件的节点一一对齐。有些前处理软件开发出了其他更高效的借用建模方法，如类似粘胶的SEAM单元，也可以达到与RBE2连接相同的效果，并且更加快捷。

3. 螺栓连接

螺栓属于刚性连接，其连接方法如图6.1.32所示。首先在每个孔处生成网状RBE2，主点置于圆心处，如果是尺寸较大的孔，那么需要至少连接两层节点。然后再将两个圆心的节点用RBE2连接起来。

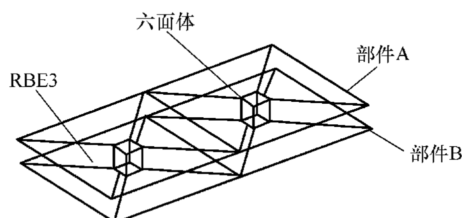


图6.1.31　点焊模拟方法

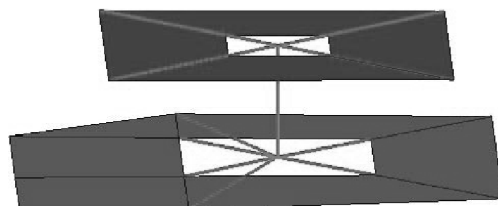


图6.1.32　螺栓模拟方法

4. 粘胶

车身上的胶有两种，结构胶和非结构胶。结构胶的强度较大，弹性模量通常在1000MPa以上，常用在不能打焊点的位置，如侧围、车门防撞梁与外板。而非结构胶的弹性模量通常在10～50MPa，常用在前风窗玻璃、车顶盖等处。

粘胶通常用实体单元加RBE3来模拟，实体单元赋予胶的材料特性，指定连接区域、将要粘接到一起的两个零部件，软件就可以自动搭建模拟。

5. 柔性连接

为了保证车内乘员的舒适性，需要隔离或者缓冲来自动力总成和路面的激励。因此，动力总成、悬架系统都是通过柔性元件与车身连接的，如悬置、吊挂、衬套。这些零部件多数都是由橡胶制成的，也有的采用性能更好的液压元件、空气减振元件等。另外，如车门四周的密封条、限位块、气弹簧等，也都属于减振单元。

上述元件可以用一维弹性单元模拟，如BUSH、CELAS等。单元最主要的属性是动刚



度，另外还要指定方向。

6. 集中质量模型连接

集中质量单元与车身的连接单元取决于该零部件对安装部位是否有刚度贡献。如果零部件安装到车身上以后，增加了安装位置局部的刚度，那么就应该选用刚性连接单元，否则就选非刚性单元。如蓄电池是安装在支架上的，其本身具有很高的刚度，因此，应该选择刚性单元 RBE2，如图 6.1.33 所示。又比如座椅靠垫，它的安装对座椅本身没有刚度的影响，因此就要选择 RBE3 连接。

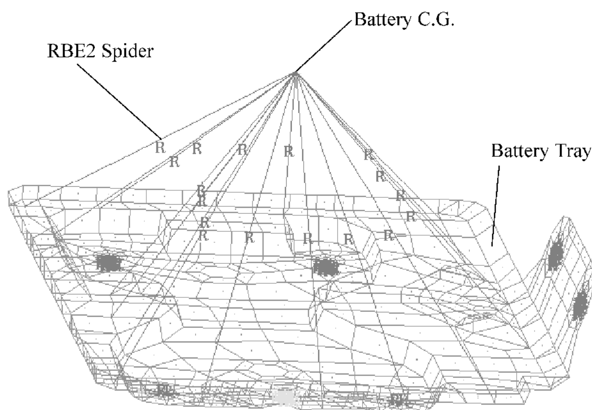


图 6.1.33　蓄电池建模方法

第二节　刚 度 分 析

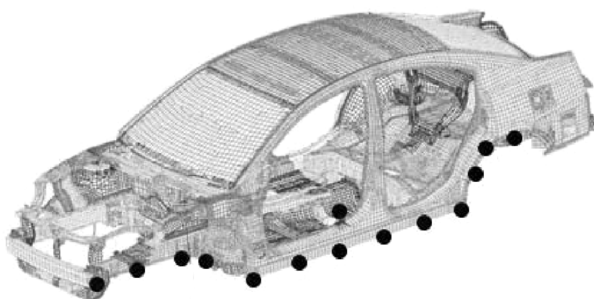
汽车在行驶过程中，要承受动力总成、路面、空气摩擦等带来的激励。如果车身刚度不足，会产生很多问题，如异响、噪声等。因此，刚度是评价车身设计好坏的重要指标之一。

一、弯曲刚度

1. 垂向弯曲刚度

弯曲刚度是指车身受到垂直方向的力时的抗变形能力。为了准确地模拟车身的弯曲刚度，实验测试或者计算时，在车身的前后位置约束住，然后在车身中间位置加载，根据加载力的大小及车身在垂直方向的变形量，就可以得到车身的弯曲刚度。

图 6.2.1 所示为车身静刚度计算模型，其中除了白车身以外，通常还包括工装夹具模型，因为夹具在测试过程中也存在变形，对结果有影响。


图 6.2.1　车身静刚度计算模型

测试或者计算弯曲刚度时，车身前、后端要约束住，一般约束前、后减振器座中心位置，也有的约束后弹簧座。加载点可以是在座椅 *R* 点，也可以是在门槛梁，根据规范选取。位移测试点为图中的实心圆标记，一般选取门槛梁上的点。

弯曲刚度的计算公式如下式所示：

$$EI = Wa^2b^2/[3\delta(a+b)] \tag{6.1}$$

式中各符号的代表意义如图 6.2.2 所示。EI 为弯曲刚度，W 为加载力，a 和 b 分别为加载点到前后约束点的距离，L 为轴距，$L=a+b$，δ 为加载点的垂直方向位移。

上式的计算方法中将轴距考虑进来，其优点是可以将不同级别车进行横向对比。

2. 前端横向弯曲刚度

前端横向弯曲刚度是为了评价车身在受到横向激励时的抗变形能力，如汽车在转向时，动力总成产生横向运动，因此会使车身受到很大的横向力。车身横向的抗变形能力影响汽车的稳定性。

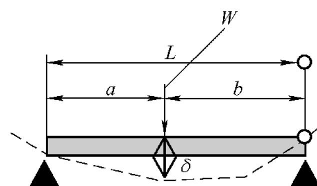


图 6.2.2 弯曲刚度计算示意图

图 6.2.3 所示为前端横向弯曲刚度计算边界条件。通常在门槛梁的前、后端约束，在车身纵梁前端施加横向激励，变形测试点如图 6.2.4 所示。刚度计算公式如下：

$$EI = 2.0/\delta \tag{6.2}$$

式中，EI 为刚度；δ 为横向变形量，通常取测试点的平均值。

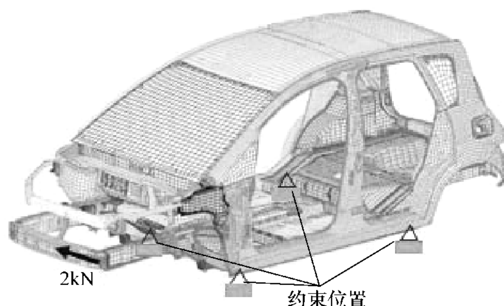


图 6.2.3 前端弯曲刚度计算边界条件

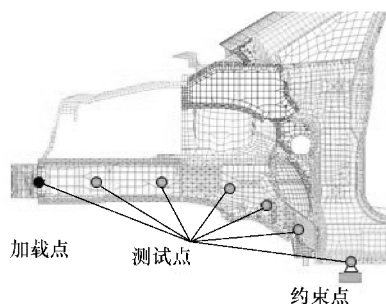


图 6.2.4 测试点位置

车身后端横向弯曲刚度同前方横向弯曲刚度类似，加载点为纵梁后端，测试点为车身后端。

3. 主要安装点间刚度

车身上有许多受力点，如减振器座、悬架摆臂安装点等。为了评价这些点的刚度，需要对这些点进行刚度分析和评价。

图 6.2.5 所示为前减振器座中心间刚度计算约束点。门槛梁后端全约束，前端只约束 Z 向。加载点及测试点如图 6.2.6 所示。在左、右减振器座中心施加 3kN 方向相反的力。位移测试点为左、右减振器座中心垂直投影到纵梁上的点。

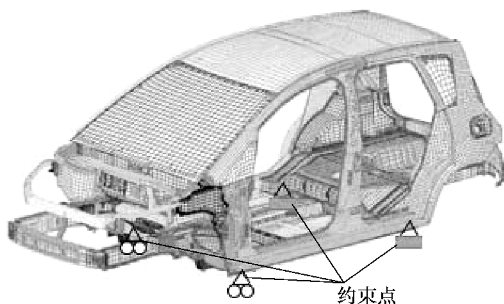


图 6.2.5 前减振器座中心间刚度

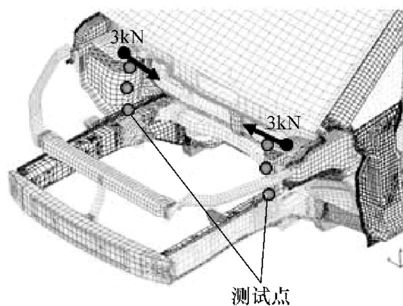


图 6.2.6 加载点及位移测试点

二、扭转刚度

车身的扭转刚度更加重要，扭转变形对车身的破坏程度更高，因此，有些汽车公司可以



不做弯曲刚度评价，但是扭转刚度是一定要做的。

扭转刚度的计算模型与弯曲刚度相同，只是加载和约束方式不同。一般在后端约束，前端加载。加载的激励是力矩，在前端施加大小相等、方向相反的力。

扭转刚度的计算公式如下式所示：

$$GJ = TL/\theta = Ft_{r}L/\theta \tag{6.3}$$

式中各符号的代表意义如图 6.2.7 所示。GJ 为扭转刚度，F 为加载力，t_r 为轮距，θ 为加载点的角位移。计算公式中包含轮距，因此可以将不同级别的车进行对比。

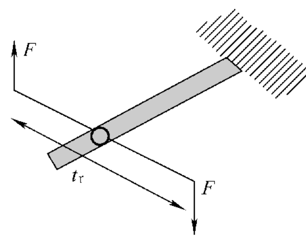


图 6.2.7　扭转刚度计算示意图

第三节　模 态 分 析

固有模态也称为特征值，是结构体的固有属性，取决于结构的形状、材料，不受外力影响。当结构体受到外界激励时，会产生响应，响应的大小与激励有关，也与结构体的固有振动模态有关。当外界激励频率与结构体的固有模态频率接近或一致时，结构体的响应大幅增加，因此，掌握结构体的模态可以了解在受到外界激励时的动态响应。固有值分析的结果揭示了各种不同动力载荷对结构的影响，分析的目的是找出结构的固有特征，并极力避免共振的发生。

小到零部件，大到整车，存在各种各样的模态。有些零部件的模态对激励的隔离或衰减具有关键作用，如动力总成悬置支架。在整车设计开发过程中，需要制定整车模态分布表，用来对整车的模态设计进行指导，保证相关联的模态不会产生耦合。例如，对于前置横置发动机汽车来说，车身的弯曲模态要尽量与怠速激励避开，避免车身的弯曲模态被激发起来。

一、模态理论基础

结构振动问题由激励、振动结构和响应三部分组成，如果已知激励和响应，特征值求解的结果是结构的固有频率和振型，对应系统的特征值和特征向量。图 6.3.1 所示的单自由度振动系统，由质量、刚度、阻尼和激励构成。系统的运动方程式如式（6.4）所示。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} \tag{6.4}$$

式中，$[M]$ 为系统的质量矩阵；$[C]$ 为系统的阻尼矩阵；$[K]$ 为系统的刚度矩阵；$\{u\}$ 为节点位移；$\{f\}$ 为外载荷。

所谓结构特征值问题，就是假设系统在无阻尼及无外载荷状态下求解自由振动的模态矢量。（6.4）式中的阻尼及外载荷均为 0，则方程变成如下形式：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \tag{6.5}$$

对于线弹性结构，上式中 $[M]$、$[K]$ 均为实数对称矩阵，方程具有下列简谐运动形式的解：

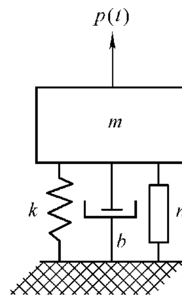


图 6.3.1　单自由度模型

$$\{u\} = \{\phi\}e^{i\omega_n t} \tag{6.6}$$

式中，$\{\phi\}$ 为位移矢量的幅值，它定义了位移矢量 $\{u\}$ 的空间分布；ω_n 为简谐运动的角频率。

从上式中可以求解出一系列离散的特征值 ω_i。每个特征值对应三个特征向量 $\{\phi_i\}$ 满足运动方程式。每个特征值和特征向量决定了结构的一种自由振动模式。特征值与特征向量的数目与振动系统的自由度数相等。

对于有限元分析模型，只需指定任何单元的质量密度或 NSM，软件就会自动计算质量矩阵。质量矩阵的计算有两种方法：集中质量法（lumped mass）和耦合质量法（coupled mass）。

集中质量法实际上是一种简单的静力等效计算，只需将单元的全部质量按静力等效原则分配到单元的所有节点上，然后计算质量矩阵。在这种计算中，质量只与平动自由度有关，质量矩中有关转动系数都是 0。在特征值标准型的计算中，这种算法会引起奇异。

耦合质量法是按功的等效原则，根据假定位移函数由虚功原理导出，不但包括了平动惯性，还考虑了转动的惯性效应。

耦合质量法比集中质量法计算结果更精确，但集中质量法计算效率高。

二、模态分析方法

求解结构系统的固有模态通常有三种方法：①理论计算；②实验测试；③有限元分析。理论计算方法适用于简单结构，如杆、轴等形状单一的零部件。实验测试一般都能得到很精确的解，但是测试过程复杂、耗时，还需要专门的设备。有限元分析方法是近年来新发展起来的技术，基于物理模型和数学模型，将结构体离散化，利用专业软件进行求解特征方程。有限元法问世以来，发展非常迅速，计算速度和精度不断提高。已经在部分领域取代了实验测试，节省了大量的时间和费用。

有限元法求解结构体的固有模态，常用的有三种方法：跟踪法、变换法和 Lanczos 法。

跟踪法是一种数学上的迭代法。对于求少数几个特征值时比较方便。变换法利用 Givens 法变换将特征方程中的矩阵变换成三角矩阵，然后一次解出全部特征值。Lanczos 法是上述两种方法的优势结合，也是用户经常选用的方法。

进行模型分析首先需要搭建有限元模型。模型的搭建方法可参考其他相关章节。模态分析一般使用大型通用结构分析软件 MSC. Nastran，求解序列号为 SOL103。

对结构体进行固有模态分析时，一般选择 Lanczos 法，用 EIGRL 卡片定义。图 6. 3. 2 所示为 EIGRL 命令语句。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
EIGRL	SID	V1	V2	ND	MSGLVL	MAXSET	SHFSCL	NORM	
	option_1=value_1 option_2=value_2, etc.								

例：

EIGRL	1	0.1	3.2	10					
	NORM=MAX NUMS=2								

图 6. 3. 2　EIGRL 定义卡片

图中，EIGRL 是指定 Lanczos 算法；SID 为 EIGRL 编号，由工况控制段的 METHOD 命令调用；V1、V2 为所要求解的固有模态的下限、上限；ND 是在下限及上限之间，要求出的



固有模态数量；MSGLVL 是要求输出诊断信息，用来判断计算过程中出现的错误，以便修改模型或者其他参数；NORM 是指定固有矢量的正规化方法，可取值 MASS 或 MAX，默认值为 MASS，要求按照质量规一进行正规化，MAX 是将固有位移矢量定义为 1.0 的正规化方法。

结构固有模态的解是否准确，取决于模型的精度、边界条件和求解参数的设定。例如，白车身模态是汽车设计过程中重要的一个评价指标。在设计阶段，还没有实际的产品，有限元分析是唯一获得白车身固有模态的方法。近年来，随着有限元技术的进步和工程师经验的积累，白车身模态分析已经能够达到很高的精度了。表 6.3.1 所示为某款新开发车的白车身模态分析结果与实际测试结果的对比。从对比结果可以了解到，有限元方法能够获得高精度的解。

表 6.3.1　白车身（BIW）模态对标结果

振　型	BIW		
	测试值	CAE 值	误差
一阶扭转	35.8Hz	36.0Hz	+0.6%
一阶弯曲	44.5Hz	45.0Hz	+1.1%
二阶弯曲	50.2Hz	50.6Hz	+0.8%
重　量	421kg	421kg	

汽车结构复杂，是由多个系统连接而成的。连接方式多种多样，如螺栓、衬套、悬置等。这些连接关系是否能够准确模拟，是分析结果精度最主要的影响因素。例如悬置，有些汽车上使用了液压悬置，液压悬置的动刚度并不是线性的，载荷的大小和频率不同时，它的动刚度值是不同的。为了准确模拟这些连接，人们开发出了各种各样的单元和工具。实际应用时，可以根据具体情况选择合适的方法。

三、模态识别

对于结构简单的构件，如曲轴，弯曲模态或者扭转模态很容易识别出来。但是对于复杂的结构，如 BIW 或者 TB 模型，要识别出整体的弯曲或者扭转模态就非常困难了。有时候是整体模态不明显，被其他局部模态所遮盖，或者与其他模态耦合在一起。因此，在进行模态分析和识别时，可能需要做一些预处理。

对于整体模态被局部模态掩盖住的情况，如车身上一些悬臂结构的支架、挂钩等，由于刚度和模态低，有时候它的局部模态会掩盖住车身的整体模态，而使得后者不容易识别。为了解决这一类问题，可以对模型进行适当处理。上述的这些支架、挂钩等零部件，对整体模型的刚度和质量影响甚微，基本不会影响整体模态，并且对这些局部模态不关注时，可以将这些零部件去掉，这样它的局部模态就消失了，整体模态更加清晰。

下面介绍一种 26 点法识别模态的方法。

该种方法模拟的是实验测试过程，相当于在车身上粘贴了 26 点振动传感器，对计算得到的所有点的数据进行处理，最终拟合成一条曲线，该条曲线上包含了整车的弯曲及扭转模态信息，从中就可以找到正确的整体模态。

图 6.3.3 所示为车身振动评价点分布情况，左右对称共取 26 点。选择的原则是要保证这 26 个点能够代表车身的整体振动。

图 6.3.4 所示为加载工况。一般需要重点关注车身的三个主要振动模态，即垂向弯曲模

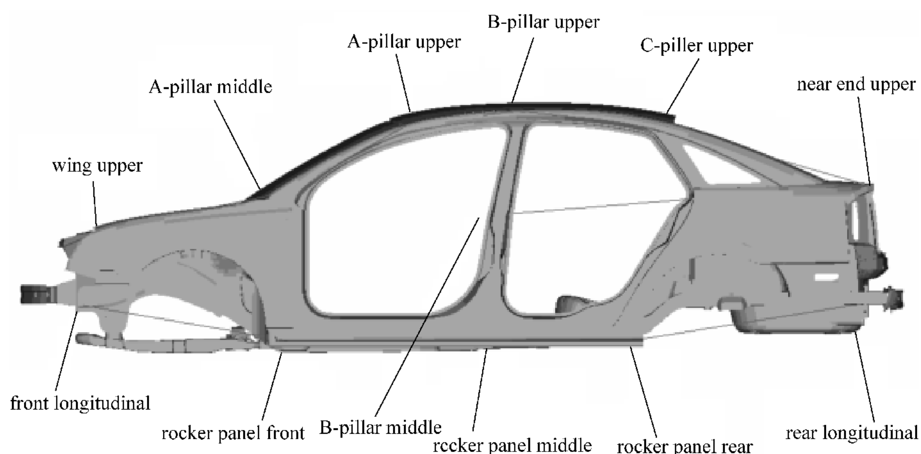


图 6. 3. 3　车身振动评价点分布

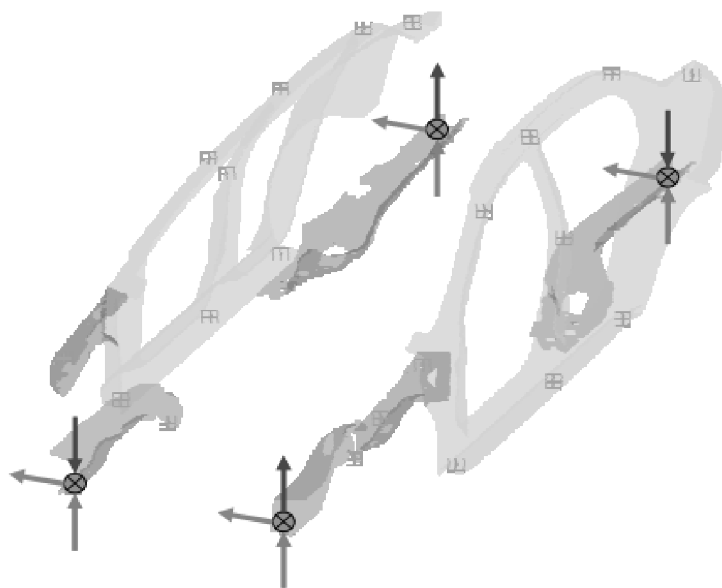


图 6. 3. 4　加载

态、横向弯曲模态和扭转模态。因此，可以分为三个工况分别加载。加载点如图中的圆圈位置，加载力的大小为 1N，加载方向分三个工况：

工况一：垂向弯曲加载，四个点的加载方向相同，均为竖直向上。

工况二：扭转加载，对角线上的点方向相同。如左前和右后竖直向上，右前和左后竖直向下。

工况三：横向弯曲加载，四个点的加载方向相同，均为水平向右。

图 6. 3. 5 所示为模态识别结果。从理论上讲，车身的整体弯曲及扭转模态都应该在图中曲线的峰值附近。结合结果曲线，通过模态结果动画，就可以很快找到想要的结果。

26 点法模态识别方法不仅仅适用于白车身，其他结构复杂的系统，如 TB、整车、副车架等模态难以识别的，都可以利用该方法。



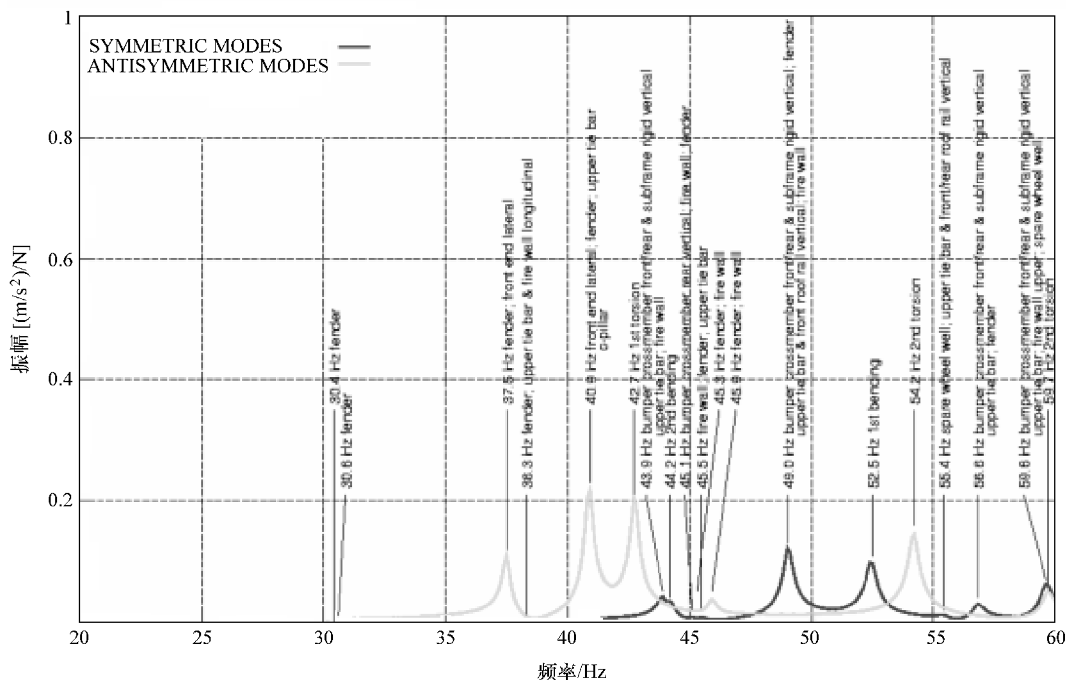


图 6. 3. 5　模态识别结果

第四节　频率响应分析

频率响应分析是用来计算结构在激励作用下所产生的响应的方法。例如，车身在受到发动机激励作用时，车体振动或者车内噪声，就是频率响应分析的输出结果。激励可以是力、力矩或者强迫位移、速度或加速度。

车身设计的好坏有许多评价指标，振动传递函数或者声学传递函数就是其中重要的两种。当车身受到一个固定的激励，那么车身某些的振动水平，或者车内某点的声压级，就是评价车身是否满足目标要求的指标。而频率响应分析就是完成上述评估的主要手段。

频率响应分析常用的有两种：直接法和模态法。对于用途最广的软件 MSC. Nastran，对应的求解序列号分别为 SOL108 和 SOL111。直接法根据激励频率直接求解耦合运动方程，在物理空间直接进行积分得到频率响应。而模态法利用结构振动缩减和解耦运动方程，在模态空间中对各个模态响应进行线性叠加得到某一激励的解。模态频率响应分析的计算速度比直接频率响应分析要快，适用于大规模系统模型的求解。

一、直接法频率响应分析

1. 直接频率响应分析中的阻尼

直接频率响应分析中的阻尼用阻尼矩阵 $[C]$ 表示，合并在刚度矩阵 $[K]$ 当中。阻尼矩阵由几个分块矩阵组成：

$$[C]=[C^1]+[C^2] \tag{6.7}$$

式中，$[C^1]$ 为阻尼单元（CVISC、CDAMPi）和 C2GG 直接输入矩阵；$[C^2]$ 为 C2PP 直接

输入矩阵和传递函数。

在频率响应分析中，PARAM、G 和 MATi 卡片的 GE 区域并不形成阻尼矩阵，而形成如下的复数刚度矩阵：

$$[K]=(1+iG)[K]+i\sum G_E[K_E] \tag{6.8}$$

式中，$[K]$ 为总体刚度矩阵；G 为总体结构阻尼系数，由 PARAM、G 的值决定，如 PARAM，G，0.16，表示结构阻尼为 0.16；$[K_E]$ 为单元刚度矩阵；G_E 为单元结构阻尼系数，由 MAT1 卡片中的 GE 值决定，如图 6.4.1 所示。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
MAT1	MID	E	G	NU	RHO	A	TREF	GE	
	ST	SC	SS	MCSID					

例:

MAT1	17	3.+7		0.33	4.28	6.5−6	5.37+2	0.23	
	20.+4	15.+4	12.+4	1003					

图 6.4.1　MAT1 卡片中的 GE 值

2. 运动方程式求解

直接频率响应分析通过代数解法求解一系列耦合的矩阵方程，计算每个激励频率作用下的结构响应。对于简谐激励作用下的强迫运动，方程式为

$$[M]\{\ddot{x}(t)\}+[C]\{\dot{x}(t)+[K]\}\{x(t)\}=\{f(\omega)\}e^{i\omega t} \tag{6.9}$$

对于最基础的简谐运动，假设解为如下的简谐形式：

$$\{x\}=\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \tag{6.10}$$

式中，等号右边的幅值项$\{u(\omega)\}$为位移向量，是个复数。

将式（6.10）代入到式（6.9），得到：

$$-\omega^2[M]\{u(\omega)\}e^{i\omega t}+i\omega[C]\{u(\omega)\}e^{i\omega t}+[K]\{u(\omega)\}e^{i\omega t}=\{f(\omega)\}e^{i\omega t} \tag{6.11}$$

将上式简化后可以得到：

$$-\omega^2[M+i\omega C+K]\{u(\omega)\}=\{f(\omega)\} \tag{6.12}$$

对上式开展复数算法，就可以求解每一个激励作用下的运动方程式，从而得到方程式的解，即特征值和特征向量。

二、模态法频率响应分析

1. 模态频率响应分析中的阻尼

如果系统中存在阻尼矩阵 $[C]$，则模态的正交特性不能使总阻尼矩阵转化为对角矩阵：

$$[\phi]^T[C][\phi]\neq\text{对角矩阵} \tag{6.13}$$

如果系统中存在结构阻尼，则正交特性不能使总刚度矩阵转化为对角矩阵：

$$[\phi]^T[K][\phi]\neq\text{对角矩阵} \tag{6.14}$$

上式中的 $[K]$ 按照式（6.8）求得。

由于存在阻尼矩阵 $[C]$ 或者复数刚度矩阵，模态频率响应分析是用直接频率法求解模



态空间的耦合问题。

2. 运动方程式求解

模态频率响应分析利用结构振型缩减，使计算过程更快。当使用模态阻尼或不考虑阻尼时还可以解耦运动方程。求解运动方程时，首先要做如下的假设：

$$\{x\} = [\phi]\{\xi(\omega)\}e^{i\omega t} \tag{6.15}$$

上述假设是将变量从物理空间$\{u(\omega)\}$转换到模态空间$\{\xi(\omega)\}$。如果考虑所有的模态，则式（6.15）是等效的。但是实际上很少考虑所有的模态，只是取其中的一部分，因此上式是近似代换。

如果忽略阻尼的影响，就可以得到在频率ω处的无阻尼简谐运动方程：

$$-\omega^2[M]\{x\} + [K]\{x\} = \{f(\omega)\}e^{i\omega t} \tag{6.16}$$

将式（6.15）代入到式（6.16）中，并除以$e^{i\omega t}$，则可以得到下式：

$$-\omega^2[M][\phi]\{\xi(\omega)\} + [K][\phi]\{\xi(\omega)\} = \{f(\omega)\} \tag{6.17}$$

这就是模态坐标表示的运动方程式。但是这个方程式仍然是耦合的，为了解耦方程，前乘$[\phi]^T$，得到

$$-\omega^2[\phi]^T[M][\phi]\{\xi(\omega)\} + [\phi]^T[K][\phi]\{\xi(\omega)\} = [\phi]^T\{f(\omega)\} \tag{6.18}$$

最后，利用振型的正交特性，用广义质量矩阵和广义刚度矩阵表示运动方程式。广义质量矩阵和广义刚度矩阵为对角矩阵，没有耦合运动方程式中的非对角元素。因此，这时的运动模态方程不是耦合的。运动方程式可以改写成一系列非耦合单自由度系统，即

$$-\omega^2 m_i\xi_i(\omega) + k_i\xi_i(\omega) = f_i(\omega) \tag{6.19}$$

式中，m_i为第i阶模态质量；k_i为第i阶模态刚度；f_i为第i阶模态力。

三、直接法和模态法的对比

直接频率响应法和模态频率响应法各有优缺点，使用时要根据具体情况适当选择。表6.4.1为二者的详细对比，实际中可以参考使用。

表 6.4.1 直接法与模态法比较

对比内容	直接法	模态法
模型大小	小模型	大模型
激励频率数目	少	多
激励频率	高	低
阻尼	非模态阻尼	模态阻尼
精度	高	低

四、模态频率响应分析案例

模态频率响应分析在整车NVH性能模拟仿真中应用最广，原点动刚度、振动传递函数、声学传递函数等，都是利用模态频率响应分析完成的。

以振动传递函数为例，首先需要搭建分析模型，实际中使用的是TB模型，包括车身、内饰、四门两盖等系统。激励点通常选择在车身的受力点，如悬置、悬架、排气吊挂，以及其他有需要的点。激励的大小为1N单位力，激励方向包括X、Y、Z三个方向。输出点通常

选择在转向盘（9 点、12 点及中间位置）、座椅导轨、地板等处。输出结果可以是位移、速度或者加速度，根据规范确定。图 6.4.2 所示为振动传递函数的分析结果。

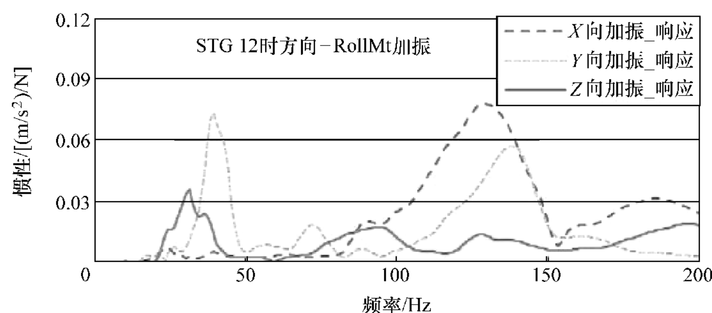


图 6.4.2　振动传递函数计算结果

对分析结果要进行评价，验证是否满足目标要求。如果有不满足目标要求的频率点，则要进行问题分析，查找产生问题的原因，并制定有效的解决方案。

第五节　瞬态响应分析

瞬态响应分析是计算结构受到强迫激励时动力响应的一种方法，激励通常为时域载荷。激励可以是力或者力矩，也可以是强迫运动，如位移、速度或者加速度。

整车的瞬态响应分析用来评估整车系统在时域内相对于激励的响应。典型的激励如过坎、掉坑等冲击载荷。评价点如转向盘、座椅、地板等。左右车轮同向激励可以激发悬架的同向跳动模态（hop ），左右轮反向激励，可以激发悬架反向跳动模态（tramp）。

瞬态响应分析分两种：直接法和模态法。直接法是对耦合方程直接积分。直接法允许线性或非线性模态。瞬态响应分析不允许有复数系数，因此结构阻尼必须换算为等效黏性阻尼。这个转换仅在某一阶频率时是等效的，因此，不管是结构阻尼还是单元阻尼，在此频率以下结构模型为欠阻尼，而其上为过阻尼。

使用模态法时，模态可以降低模型规模，并使计算更有效。如果使用模态阻尼，运动方程是解耦的。结构响应是各阶模态响应的线性叠加。如果存在阻尼矩阵，结构模态将不能对角化，因此模态法仍然与直接法一样，需要求解耦合的运动方程。但是因为在模态空间内，运动方程要比在物理空间内少得多，因此即使在模态空间内求解耦合的运动方程，仍然是很有效的。模态法的缺点是存在由模态截断引起的误差，但可以用残余向量来弥补。

瞬态响应分析应用最广泛的是 MSC. Nastran，求解序列号为 SOL109（直接法）和 SOL112（模态法）。选择哪种算法取决于载荷、结构特征，或者根据标准规范而定。

一、直接法瞬态响应分析

直接法瞬态响应分析中，直接用数值积分方法求解耦合运动方程式。运动方程式如下：

$$[M]\{\ddot{u}(t)\}+[C]\{\dot{u}(t)\}+[K]\{u(t)\}=\{f(t)\} \tag{6.20}$$

以固定时间步长 Δt 求出离散点的响应，用中心差分法求解节点处的速度 $\{\dot{u}_n\}$ 和加速度 $\{\ddot{u}_n\}$：



$$\{\dot{u}_n\} = \frac{1}{2\Delta t}(u_{n+1} - u_{n-1}) \tag{6.21}$$

$$\{\ddot{u}_n\} = \frac{1}{\Delta t^2}(u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}) \tag{6.22}$$

使用 Newmark - Beta 方法转化为

$$\left[\frac{M}{\Delta t^2}\right]\{u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}\} + \left[\frac{C}{2\Delta t}\right]\{u_{n+1} - u_{n-1}\} + \left[\frac{K}{3}\right]\{u_{n+1} + u_n + u_{n-1}\}$$
$$= \frac{1}{3}(f_{n+1} + f_n + f_{n-1}) \tag{6.23}$$

对上式进行整理，同类项合并，则运动方程式变形为

$$[A_1]\{u_{n+1}\} = [A_2] + [A_3]\{u_n\} + [A_4]\{u_{n-1}\} \tag{6.24}$$

式中的各系数 A_1、A_2、A_3、A_4的意义如下：

$$[A_1] = \left[\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{C}{2\Delta t} + \frac{K}{3}\right] \tag{6.25}$$

$$[A_2] = \frac{1}{3}(f_{n+1} + f_n + f_{n-1}) \tag{6.26}$$

$$[A_3] = \left[\frac{2M}{\Delta t^2} - \frac{K}{3}\right] \tag{6.27}$$

$$[A_4] = \left[-\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{C}{2t} - \frac{K}{3}\right] \tag{6.28}$$

上式中，$[A_1]$ 称为动力矩阵，$[A_2]$ 称为激励矩阵，取三个相邻点的平均值。$[A_3]$、$[A_4]$ 为初始边界条件，取决于上一步的计算结果。

直接瞬态响应分析中的阻尼矩阵由以下几部分构成：

$$[C] = [C_1] + [C_2] + \frac{G}{W_3}[K] + \frac{1}{W_4}\sum G_E[K_E] \tag{6.29}$$

式中：$[C_1]$ 为阻尼单元 CVSIC 或 CDAMPi，以及直接输入矩阵 C2GG；$[C_2]$ 为直接输入矩阵 C2GG 以及传递函数；G 为总结结构阻尼系数；W_3为感兴趣的频率，用于将总体结构阻尼转换为等效黏性阻尼，通过语句 PARAM、W_3、n 实现，n 为转换系数；$[K]$ 为总体刚度矩阵；G_E为单元结构阻尼系数，通过 MATi 卡片的 G_E值定义；W_4为感兴趣的频率，用于将单元结构阻尼转换为等效黏性阻尼，通过语句 PARAM、W_4、n 实现，n 为转换系数；$[K_E]$ 为单元刚度矩阵。

直接法瞬态响应分析不允许存在复数系数，因此，必须将结构阻尼转化为等效黏性阻尼。上式中的 W_3、W_4就是为了阻尼转化而设计的参数。

直接法瞬态响应分析必须定义初始位移和速度。卡片 TIC 用来定义这些初始条件，如图 6.5.1 所示。

卡片的第 5 栏 U0 定义初始位移，第 6 栏 V0 定义初始速度。

二、模态法瞬态响应分析

模态法瞬态响应分析利用结构振型缩减来求解运动方程，比数值求解法效率更高。为了求解运动方程，需要作如下假设：

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
TIC	SID	G	C	U0	V0				

例:

TIC	1	3	2	5.0	−6.0				

图 6.5.1　初始位移和初始速度定义卡片

$$\{u(t)\} = [\phi]\{\xi(t)\} \tag{6.30}$$

上述假设可以将变量从物理空间转换到模态空间。如果使用所有的模态，则上式为等效变换，如果只使用一部分模态，则上式为近似转换。实际中基本上都属于后者。

对于无阻尼运动，则运动方程式为

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{f(t)\} \tag{6.31}$$

将式（6.30）中的模态坐标代入到式（6.31）中，则可以得到下式：

$$[M][\phi]\{\xi(t)\} + [K][\phi]\{\xi(t)\} = \{f(t)\} \tag{6.32}$$

这就是模态空间中的运动方程式。为了解耦该运动方程，前乘 $[\phi]^{\mathrm{T}}$，则得到：

$$[\phi]^{\mathrm{T}}[M][\phi]\{\xi(t)\} + [\phi]^{\mathrm{T}}[K][\phi]\{\xi(t)\} = [\phi]^{\mathrm{T}}\{f(t)\} \tag{6.33}$$

式中，$[\phi]^{\mathrm{T}}[M][\phi]$为模态质量矩阵；$[\phi]^{\mathrm{T}}[K][\phi]$为模态刚度矩阵；$[\phi]^{\mathrm{T}}\{f(t)\}$为模态力。

最后，利用振动的正交特性，用模态质量矩阵和模态刚度矩阵来表达运动方程式，这两个矩阵均为对角矩阵，非对角元素均为零，这时的运动方程不是耦合的。这样一来，运动方程式可以改写为一系列非耦合自由度系统。

$$m_i\xi_i(t) + k_i\xi(t) = f_i(t) \tag{6.34}$$

式中，m_i为第 i 阶模态质量；k_i为第 i 阶模态刚度；f_i为第 i 阶模态力。

三、模态截断

模态法瞬态响应分析中，并不要求计算所有的模态。多数情况下，只保留前几阶模态就可以了，至于保留多少阶模态，要视具体情况而定，如模型大小、求解问题范围等。这种在方程求解过程中不使用系统的所有模态，而只取其中的一部分的行为称为模态截断。模态截断用一个假设的缩减模态集来得到精确的解，但是计算效率更高。

EIGRL 卡定义需抽取的模态阶数，用来从物理空间到模态空间的转换。较少的模态可以节省计算时间。但是过少的模态会带来较多的截断误差。这时有两种方法，一种是提高抽取的模态频率为 2 ~3 倍于要计算的频率。另一种是在模态中附加残余向量。

四、直接法与模态法对比

直接频率响应法和模态频率响应法各有优缺点，使用时要根据具体情况适当选择。表 6.5.1 为二者的详细对比，实际中可以参考使用。



表 6.5.1 直接法与模态法比较

对比内容	直接法	模态法
模型大小	小模型	大模型
时间步长	小	大
激励频率	高	低
阻尼	非模态阻尼	模态阻尼
精度	高	低
初始条件	有	无

第六节 优化分析

一个结构系统的响应、模态频率和质量等参数是构成系统的每个部分的属性决定的，例如一个系统的模态是由构成该系统的每个部分的材料、单元厚度、梁单元的面积等属性决定的。但是每个属性对系统的影响程度是不一样的，改变同样大小的属性的量，有的影响大，有的影响小。灵敏度分析可以帮助设计工程师判断哪些属性对系统某个性能影响大，从而帮助工程师提出最好的解决方案，进一步优化系统的性能。

设计优化是为满足特定优选目标如最小重量、最大第一阶固有频率或最小噪声级等的综合设计过程。这些优选目标称之为设计目标或目标函数。优化实际上含有折中的含义，例如结构设计更轻就要用更少的材料，但这样一来结构就会变得脆弱，因此就要限制结构件在最大许用应力下或最小失稳载荷下等的外形及厚度尺寸。类似地，如果要保证结构的安全性就要在一些关键区域增加材料，但同时也意味着结构会加重。最大或最小许用极限限定被称之为约束。

设计变量是一组在设计过程中为了产生一个优化设计可以不断改变的参数。通常设计变量包含形状和尺寸两大部分。形状设计变量（如边长、半径等）直接与几何形状有关，在设计过程中可改变结构的外形尺寸；尺寸设计变量（如板厚、凸缘、腹板等）则一般不与几何形状直接发生关系，也不影响结构的外形尺寸。设计优化意味着有在满足约束的前提下产生最佳设计的可能性。

优化过程由设计灵敏度分析及优化两大部分组成，可对静力、模态、屈曲、瞬态响应、频率响应、气动弹性和颤振分析进行优化。有效的优化算法允许在大模型中存在上百个设计变量和响应，特点如下：

① 设计变量连接：多个设计变量可链接在一起。

② 近似方法：提供三种方法。

③ 强大的优化算法：提供三种方法。

④ 约束的删除和重新安排：只有临界约束被保留。

⑤ 重启动：优化分析可从一个完整的周期开始而且继续下去。

⑥ 可调整的收敛精度和改变极限：为了更快收敛。

⑦ 稀疏矩阵求解器：速度快，所需磁盘空间小。

除了具有这种用于结构优化和零部件详细设计过程的形状和尺寸优化设计的能力外，有些软件又集成了适用于产品概念设计阶段的拓扑优化功能，以最小平均柔度或指定阶数的最

大特征频率、计算频率与指定频率的最小频率差为目标函数，在一定体积约束下，寻找最优的孔洞尺寸和壳体或实体单元的方向厚度，可用于静力和模态分析的拓扑形状优化。

优化工具从概念设计的拓扑优化到详细设计的形状和尺寸优化的统一环境，为产品设计提供了完整的优化设计功能。

一、优化分析的分类

1. 灵敏度分析

灵敏度分析是优化设计的重要一环，可大幅提高优化效率。这一过程通常可计算出结构响应值对于各设计变量的导数，以确定设计变化过程中对结构响应最敏感的部分，帮助设计工程师获得其最关心的灵敏度系数和最佳的设计参数。灵敏度响应量可以是位移、速度、加速度、应力、应变、特征值、屈曲载荷因子、声压、频率等，也可以是各响应量的组合。设计变量可取任何单元的属性如厚度、形状尺寸、面积、二次惯性矩或节点坐标等。在灵敏度分析的基础上，设计优化可以快速地给出最优的设计变量值。

有些求解器不断地开发新功能，采用共轭灵敏度分析代替直接的灵敏度分析，能够解决高达几十万个以上自由度，几百个参与频率，并考虑上百个设计变量的多种工况组合的动力响应优化。

2. 设计优化分析

设计优化分析允许不限数量的设计变量和用户自定义的目标函数、约束和响应方程，除了输入大家所熟知的“分析模型”之外，还需要输入“设计模型”。设计模型是一个用设计变量和结构响应值以数学方式来描述的一个优化问题，它不仅与分析模型有关，并且也与这个分析模型的结构响应有关。先依用户提供的初始设计开始进行结构分析，获得结构响应（如应力、位移、固有频率等）后，确定设计变量对结构响应的灵敏度，这些灵敏度数据被送入一个数值优化求解过程，以得到一个改进了的设计。在这个新设计的基础上，修改分析模型，开始一个新的迭代优化循环过程，直到满足优化设计要求。

目前的优化软件优化功能几经重大改进并实现了形状优化，成为强大的多物理过程的优化工具。优化涉及多种分析类型，如：静力优化、特征值优化、屈曲优化、直接/模态频率优化、气弹和颤振优化、声学优化、超单元优化分析等。除此之外，用户还可根据自己的设计要求和优化目标，在软件中方便地写入自编的公式或程序进行优化设计。

3. 拓扑优化分析

拓扑优化与参数化形状优化或尺寸优化不同，它是一种非参数化形状优化方法。在产品概念设计阶段，为结构拓扑形状或几何轮廓提供初始建议的设计方案。现有的拓扑优化软件能够完成静力和正则模态分析。拓扑优化采用 Homogenizaion 方法，以孔尺寸和单元方向为设计变量，在满足结构设计区域的剩余体积（质量）比的约束条件下，对静力分析满足最小平均柔度或最大平均刚度，在模态分析中，满足最大基本特征值或指定模态与计算模态的最小差。目前的拓扑优化设计单元为一阶壳单元和实体单元。

二、优化分析方法

1. 优化流程简介

优化分析首先需要将模型的一些参数，如材料密度、单元厚度等参数指定变量 v_i，这样



设计目标 g 与设计变量之间就构成了函数关系，同时设计变量还要满足一定的约束条件方程 f_j（v_1，v_2，…，v_n）≤0（$j=1$，2，…，m）。优化过程就是在满足约束方程的变量的有效取值范围内，使设计目标达成，上述过程可以描述如下：

$$g=G(v_1,v_2,\cdots,v_n) \tag{6.35}$$

如果设计变量 v_i 有一个很小的变化量，设计目标也会有一个很小的变化，这样就可以将设计目标的变化量定义为设计变量的函数。经过反复多次迭代，最终可以达到目标方程的要求，得到最优化解。

2. 工况控制部分

工况控制部分是输出给求解器的指令，告诉求解器做什么，以及怎么做。在工况控制部分通常需要定义优化类型和优化目标、约束条件等参数。

（1）优化类型

优化类型用语句命令 ANSLYSIS 定义，包括静力学（STATICS）、模态（MODES）、屈曲（BUCK）、直接法频率响应（DFREQ）、模态法频率响应（MFREQ）、模态法瞬态响应（MTRAN）、稳态气弹性（SAERO）、颤振（FLUTTER）等多种分析类型。

（2）优化目标和约束

进行优化分析，必须先定义优化目标。在 Bulk Data 部分用命令 DRESP1 或 DRESP2 定义响应，然后在工况控制部分用 DESOBJ 指定。工况控制部分 DESOBJ 的格式如下：

$$\text{DESOBJ}\begin{pmatrix}\text{min}\\ \text{max}\end{pmatrix}=n \tag{6.36}$$

式中，n 是响应项 DRESP1 或 DRESP2 卡片的编号；min 或 max 是使目标值最小或最大。

约束方程用下式语句来定义：

$$\begin{aligned}\text{DESGLB}&=n\\ \text{DESSUB}&=n\end{aligned} \tag{6.37}$$

式中，n 是 DCONSTR 或 DCONADD 卡片的编号。DESGLB 用于定义整体约束，DESSUB 定义子工况的局部约束。

（3）定义设计变量

进行优化分析，必须将某个或某些个参数定义为设计变量，并与有限元模型中的有关参数关联起来。使设计变量在一定的范围内变动，这样设计目标就成为设计变量的函数，从而可以得到设计变量对于设计目标值的灵敏度。

设计变量用 DESVAR 语句来定义，其格式如图 6.6.1 所示。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DESVAR	ID	LABEL	XINIT	XLB	XUB	DELXV	DDVAL		

例：

DESVAR	2	BARA1	35.0	10.	100.	0.2			

图 6.6.1　设计变量定义格式

图中，ID 是 DESVAR 命令的编号；LABEL 是用户定义的变量名称；XINIT 是变量的初始值；XLB 是变量的下限，默认值是 −1.0E+20；XUB 是变量的上限，默认值是 1.0E+

20，很显然 XLB≤XINIT≤XUB；DELXV 是变量每次的改变量，如果不给值，则默认值为 DOPTPRM 卡片的 DELX 值，如果 DELX 也没有赋予值，那么 DELXV =1.0。

设计变量必须与模型中的某些参数关联起来才可以参数化修改相应的量，将设计变量和参数关联起来用 DVGRID、DVPREL1 和 DVPREL1 命令。

DVGRID 卡片定义设计变量与节点坐标之间的关系，其格式如图 6.6.2 所示。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DVGRID	DVID	GID	CID	COEFF	N1	N2	N3		

例：

DVGRID	3	108	5	0.2	0.5	0.3	1.0		

图 6.6.2　设计变量与节点的关联定义

图中，DVID 是 DVGRID 卡片的编号；GID 是节点或标量点的编号；CID 是坐标系编号，空或者为零时表示全局坐标系；COFF 是 Ni 的乘积系数；Ni 是 CID 坐标系中的分量。

DVPREL1 命令将设计变量与单元的属性关系起来，DVPREL1 定义的线性组合关系可以由下式来表达：

$$P_i = \mathrm{C0} + \sum_i \mathrm{COEFi} \cdot \mathrm{DVIDi} \tag{6.38}$$

式中，P_i是某个属性的值；C0 和 COEFi 是常系数；DVIDi 是 DESVAR 命令的编号。

DVPREL1 命令格式如图 6.6.3 所示。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DVPREL1	ID	TYPE	PID	PNAME/FID	PMIN	PMAX	C0		
	DVID1	COEF1	DVID2	COEF2	DVID3	-etc.-			

例：

DVPREL1	12	PBAR	612	6	0.2	3.0			
	4	0.25	20	20.0	5	0.3			

图 6.6.3　设计变量与模型的关联定义

图中，ID 是 DVPREL1 命令卡的编号；TYPE 是属性卡片的名称，如 PSHELL、PBEAM 等；PID 是属性卡的编号；PNAME/FID 是属性名，例如 T、A；PMIN 是该属性的最小值，默认值是 -1.0E+20；PMAX 是属性的最大值，默认值是 1.0E+20；C0 是常数项；DVIDi 是 DESVR 数据卡的编号；COEFi 是线性组合系数。

（4）定义优化目标

优化分析需要指定目标，即设计变量是优化目标的函数。DRESP1 卡片定义优化计算时的约束或者响应，其格式如图 6.6.4 所示。

图中，ID 是 DRESP1 命令的编号；LABEL 是用户定义的标签；RTYPE 是响应类型；PTYPE 是单元标志或者属性卡片的名称；REGION 表示约束变化；ATTA 和 ATTB 表示响应



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DRESP1	ID	LABEL	RTYPE	PTYPE	REGION	ATTA	ATTB	ATT1	
	ATT2	-etc.-							

例:

DRESP1	1	DX1	STRESS	PROD	2	3		102	
	103								

图 6.6.4　优化目标定义格式

特性；ATT1 和 ATT2 是 PTYPE 和 RTYPE 参考的 PID、MID、EID 或者 Grid 的编号。

响应类型如表 6.6.1 所示。

表 6.6.1　响应类型与属性

响应类型	响应属性				
	RTYPE	PTYPE	ATTA	ATTB	ATT1
质量	Mass	MAT 或空	空	空	PID/MID 或空
质量分数	MASSFRAC	MAT 或空	空	空	PID/MID 或空
体积	VOLUME	MAT 或空	空	空	PID/MID 或空
材料分数	VOLFRAC	MAT 或空	空	空	PID/MID 或空
节点位移	DISP	空	位移分量	空	节点编号
模态频率	FREQ	空	正交模态阶次	空	空
屈曲模态特征值	LAMA		屈曲模态阶次	空	空
均质材料应力	STRESS	ELEM	应力/应变项代码	空	PID 或 EID
均质材料应变	STEAIN	ELEM	应力/应变项代码	空	PID 或 EID
复合材料应力	CSTRESS	PCOMP 或 ELEM	应力/应变项代码	空	PID 或 EID
复合材料应变	CSTEAIN	PCOMP 或 ELEM	应力/应变项代码	空	PID 或 EID
力	FORCE	ELEM	力项代码	空	PID 或 EID

表 6.6.1 中的应力/应变项代码如表 6.6.2 所示，力项代码如表 6.6.3 所示。

表 6.6.2　应力/应变项代码

单元	应力/应变项	ASCⅡ代码	编号
CELAS	Stress/Strain	S	2
CROD	Both Ends	SAB	-
	End A	SA	2
	End B	SB	2
CBEAM	All stresses/strains	SALL	-
	End A pt. C	SAC	4
	End A pt. D	SAD	5
	End A pt. E	SAE	6
	End A pt. F	SAF	7
	End B pt. C	SBC	104
	End B pt. D	SBD	105
	End B pt. E	SBE	106
	End B pt. F	SBF	107
	Max End A	SAMAX	8
	Max End B	SBMAX	108

（续）

单元	应力/应变项	ASCⅡ代码	编号
CBAR	All stresses/strains	SALL	–
	End A pt. C	SAC	2
	End A pt. D	SAD	3
	End A pt. E	SAE	4
	End A pt. F	SAF	5
	End B pt. C	SBC	10
	End B pt. D	SBD	11
	End B pt. E	SBE	12
	End B pt. F	SBF	13
	Max End A	SAMAX	7
	Max End B	SBMAX	14
Solid elements	Von Mises both surfaces	SVM	13
	Max. Principal	SMP	8
	Normal X	SXX	6
	Normal Y	SYY	14
	Normal Z	SZZ	20
	Shear XY	SXY	7
	Shear YZ	SYZ	15
	Shear XZ	SXZ	21
Shell elements	Von Mises both surfaces	SVMB	–
	Max. Principal both surface	SMPB	–
	Von Mises 1	SVM1	9
	Von Mises 2	SVM2	17
	Max. Principal 1	SMP1	7
	Max. Principal 2	SMP2	15
	Min. Principal both surfaces	SMIPB	–
	Min. . Principal 1	SMIP1	–
	Min. . Principal 2	SMIP2	–
	Normal X1	SX1	3
	Normal X2	SX2	11
	Normal Y both surfaces	SYB	–
	Normal Y1	SY1	4
	Normal Y2	SY2	12
	Shear XY both surfaces	SXYB	–
	Shear XY 1	SXY1	5
	Shear XY 2	SXY2	13

表 6.6.3　力项代码

单元	力项	ASCⅡ代码	编号
CELAS	Force	F	2
CROD	Force End A	FA	2
	Force End B	FB	–
CBEAM	Bending End A Plane 1	MA1	4
	Bending End A Plane 2	MA2	5
	Bending End B Plane 1	MB1	94
	Bending End B Plane 2	MB2	95
	Shear End A Plane 1	SA1	6
	Shear End A Plane 2	SA2	7
	Axial Force End A	FA	8
	Torque End A	TA	9



（续）

单元	力项	ASCⅡ代码	编号
CBEAM	Shear End B Plane 1	SB1	96
	Shear End B Plane 2	SB2	97
	Axial Force End B	FB	98
	Torque End B	TB	99
CBAR	Bending End A Plane 1	MA1	3
	Bending End A Plane 2	MA2	4
	Bending End B Plane 1	MB1	52
	Bending End B Plane 2	MB2	53
	Shear End A Plane 1	SA1	5
	Shear End A Plane 2	SA2	6
	Axial Force End A	FA	7
	Torque End A	TA	8
	Shear End B Plane 1	SB1	54
	Shear End B Plane 2	SB2	55
	Axial Force End B	FB	56
	Torque End B	TB	57
CBUSH	Force – X	FX	2
	Force – Y	FY	3
	Force – Z	FZ	4
	Moment – X	MX	5
	Moment – Y	MY	6
	Moment – Z	MZ	7
Shell Elements	Membrane Force X	NX	2
	Membrane Force Y	NY	3
	Membrane Shear Force XY	NXY	4
	Bending Moment X	MX	5
	Bending Moment Y	MY	6
	Twisting Moment XY	MXY	7
	Transverse Shear XZ	SXZ	8
	Transverse Shear YZ	SYZ	9

（5）定义约束

在优化和灵敏度分析中，需要将 DRESP1 定义的响应添加约束，将某个目标限制在一定范围内。DCONSTR 卡征用于定义约束，其格式如图 6.6.5 所示。

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DCONSTR	DCID	RID	LALLOW	UALLOW	LOWFQ	HIGHFQ			

例：

DCONSTR	10	4	1.25		30	150			

图 6.6.5　定义约束

图中，DCONSTR 在工况控制部分由 DESSUB 或 DESGLB 命令引用；DCID 是 DCONSTR 卡片的编号，可以由 DCONADD 卡片引用；RID 是 DRESPi 响应数据卡片的编号；LALLOW 和 UALLOW 分别是响应的下限和上限，为常数，默认值分别为 -1.0E+20 和 1.0E+20，这两项的单位必须与相应的 RID 数据卡的响应单位相同。

（6）灵敏度分析结果输出

灵敏度或者优化结果中，应该包含完成的设计变量、约束、目标等参数信息。对于优化结果，还应该具有变量及目标函数的变化历程。从这些信息中，可以找到关心的结果，如哪些参数对目标函数影响最大，以及自动完成的优化结果。

三、拓扑优化案例

拓扑优化的研究领域主要分为连续体拓扑优化和离散结构拓扑优化。不论哪个领域，都要依赖于有限元方法。连续体拓扑优化是把优化空间的材料离散成有限个单元（壳单元或者体单元），离散结构拓扑优化是在设计空间内建立一个由有限个梁单元组成的基结构，然后根据算法确定设计空间内单元的去留，保留下来的单元即构成最终的拓扑方案，从而实现拓扑优化。

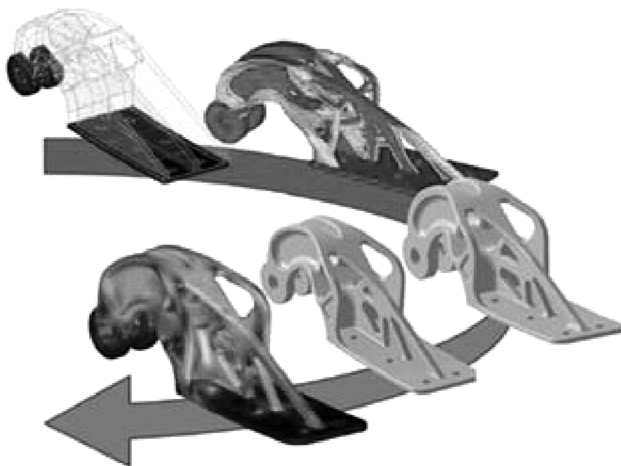


图 6.6.6　支架的拓扑优化过程

图 6.6.6 所示为一个支架的形状拓扑优化过程，从最初的原始形状，定义变量和目标函数，以重量最小为目标，对支架的形状进行拓扑优化。优化过程中使用的是密度法，在结构体上填充材料，以所有单元的密度为变量，验证每部分的密度对重量、刚度的影响。优化的结果是零部件上的密度分布，密度非常小的地方是可以去除材料的，其余部分保留。最终的方案既满足了性能要求，同时所使用的材料最少。

第七节　其他辅助分析

运用有限元方法开展各项分析任务时，会遇到各种各样的问题，如模态不合格、声学传递函数超标等。在解决这些问题时，有多种辅助分析工具可供选择，帮助快速、准确地找到问题产生的原因，以制定有效的解决方案。

一、板件贡献量分析

声学贡献量分析是指通过声学传递函数计算节点、单元或者板件对声场中某个位置声压的贡献量，从而找出结构中对噪声贡献最主要的板件，为制定解决方案提供快速、准确的位置。以单元贡献量分析为例，当车身板件在振动时，某处的总声压为

$$p = \sum_{i=1}^{N} A_i(w) v_{c,i}(w) \tag{6.39}$$

式中，P 为总声压；$A_i(w)$ 为声学传递函数；N 为单元总数；$v_{c,i}(w)$ 为第 i 个单元的法线速度。

为了量化各板件单元对车内声压的贡献量，引出了声学贡献量的概念。单元 p_c 对声场



中某点的声学贡献量 D_c 是该单元振动时产生的声压 p_c 在该点总声压 p 矢量上的投影，其表达式为

$$D_c = \mathrm{Re}\frac{p_c p^*}{|p|} \tag{6.40}$$

式中，p^* 为 p 的共轭得数；Re 为该复数的实部。

将构成板件的所有单元进行叠加，就可以得到该板件振动引起的总声压：

$$p_c = \sum_m p_e = \sum_m A_e^{\mathrm{T}} v_e \tag{6.41}$$

式中，m 为构成该板件的单元数量。

由式（6.40）可以得到板件贡献量 D_c。

板件贡献量的结果有正有负，正的贡献量表示板件对总声压的贡献是正的，板件振动增加，将会引起总声压上升。反之，负的贡献量表示板件的振动增加将会降低总声压。

图 6.7.1 所示为某开发车和基础车的车内声传递函数曲线，二者均在 46Hz 附近存在峰值，并且超过目标线。对于这种情况，可以判断它的风险很高，必须加以解决。

为了解决这一问题，首先需要知道是什么原因产生的这个峰值。为此，针对 46Hz 这一点，开发了板件贡献量分析，以图找到对该峰值影响最大的板件。

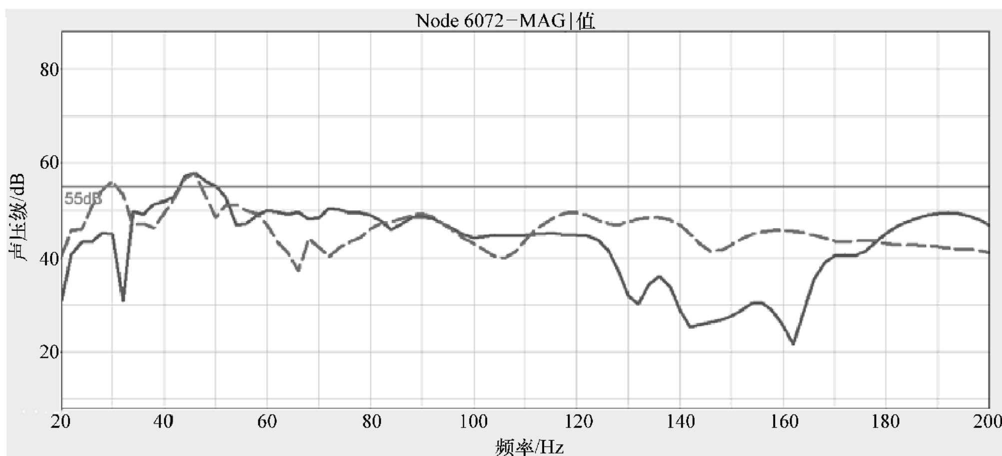


图 6.7.1　声学传递函数

图 6.7.2 所示为板件贡献量分析结果。结果显示，对于 46Hz 的峰值，贡献量最大的是后风窗玻璃、前风窗玻璃及右前门内板。左前门为负的贡献量。

根据上述分析结果采取了对应措施，如在右前门内板处粘贴阻尼板、前后风窗玻璃周边加强，提高风窗玻璃的局部刚度和模态，并取得了很好的效果。图 6.7.3 为优化后的声学传递函数曲线，可以看到 46Hz 附近的峰值已经明显下降，低于目标曲线。

二、模态贡献量分析

在模态分析中得到的特征值是相互独立的，可以任意正规化。哪个模态在结构中起主要作用很难判断，除非进行各种载荷的瞬态响应和频率响应分析。这样一来，无疑会增加计算时间和成本。

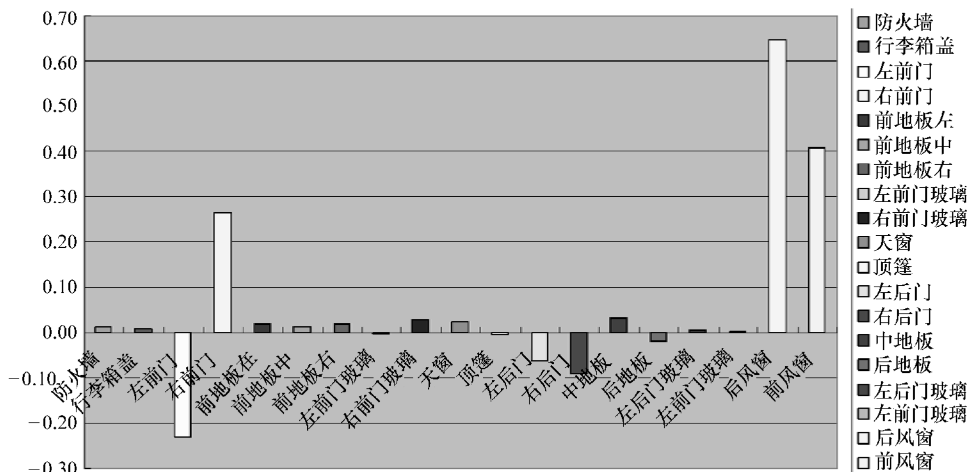


图 6.7.2　板件贡献量结果

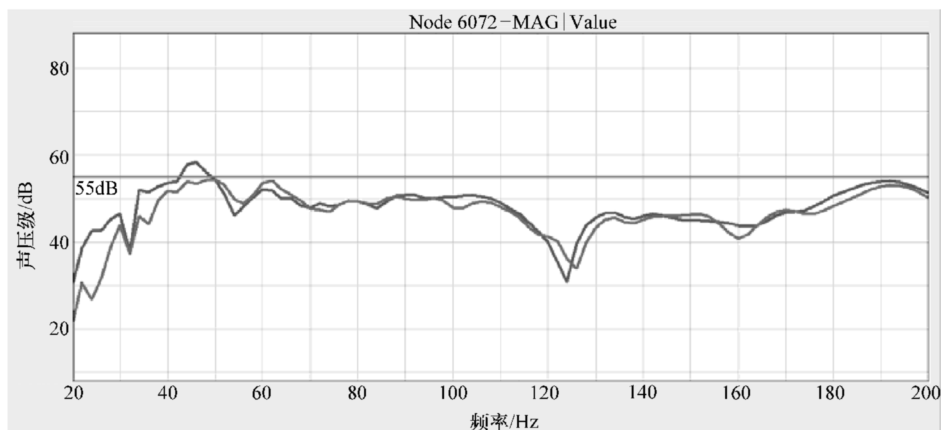


图 6.7.3　优化结果

帮助我们判断哪个是重要模态的一个有效方法是模态贡献量分析，也称为模态参与因子分析。

线性特征向量的组合能得到任意的形状。在这种情况下，我们说形成的这个形状是感兴趣响应方向上的一个刚体向量。假设这个刚体向量 V_R 为

$$V_R = \Phi\{\varepsilon\} \tag{6.42}$$

式中，ε 是向量因子，也就是一系列的参与因子。

左乘 $\Phi^T M$，则可以得到：

$$\Phi^T M V_R = \Phi^T M\{\varepsilon\} = M_{ii}\{\varepsilon\} \tag{6.43}$$

式中，M_{ii}为每个模态的广义质量对角矩阵；$\Phi^T M V_R$ 为参与因子；ε 是广义质量 M_{ii}的系数，以完成参与因子。

还可以使用相似的方法定义刚体质量 M_r，它与模态质量的关系为

$$M_r = V_R^T M V_R \tag{6.44}$$

但是



$$V_R = \Phi \{\varepsilon\} \tag{6.45}$$

所以

$$M_r = \varepsilon^T \Phi^T M \Phi \varepsilon = \varepsilon^T M_{ii} \varepsilon \tag{6.46}$$

每个模态刚体质量 M_r 的贡献量为

$$M_r = \varepsilon_i^2 M_{ii} \tag{6.47}$$

这就是模态的有效质量。如果质量矩阵正规化：

$$\Phi^T M \Phi = [I] \tag{6.48}$$

参与因子就是 ε，模态有效质量就是 ε^2。

可以在工况控制卡片里加入如下命令来输出模态参与因子。

$$\text{MEFFMASS}\left[\begin{bmatrix}\text{PRINT}\\ \text{NOPRINT}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\text{PUNCH}\\ \text{NOPUNCH}\end{bmatrix},\text{GRID}=\text{gid},\begin{bmatrix}\text{SUMMARY},\text{PARTFAC}\\ \text{MEFFM},\text{MEFFW}\\ \text{FRACSUM},\text{ALL}\end{bmatrix}\right]=\begin{Bmatrix}\text{YES}\\ \text{NO}\end{Bmatrix} \tag{6.49}$$

式中，PRINT 为输出到 f06 文件中（默认项）；NOPRINT 为不输出到 f06 文件中；PUNCH 为输出到 punch 文件中；NOPUNCH 为不输出到 punch 文件中；gid 为计算质量矩阵的参考节点；SUMMARY 为请求计算总有效质量系数、模态质量矩阵和 A 集中的刚体质量矩阵；PARTFAC 为请求计算模态参与因子；MEFFM 为请求计算对质量规一化的模态有效质量；MEFFW 为请求计算对重量规一化的模态有效质量；FRACSUM 为请求计算模态有效质量系数。

三、超单元分析

对于像汽车、火车、飞机等复杂的结构，通常创建的模型非常大，有时候计算机资源有限，无法完成这种超大规模的计算，因此，人们开发出了一种称为超单元的方法，可以有效解决这个问题。其基本思路是将一个非常复杂、非常大的结构体分成若干个不同的部分，每一部分都视为一个超级单元，然后按照一定的连接方式将各部分组合成整体结构。

目前的汽车主机厂的运行模式是只保留冲压、焊装、涂装和总装四大工艺，其他的大部分零部件都是从供应商处采购，例如轮胎、制动系统、转向系统、座椅等，都是直接采购的。对于这种管理模式，最大的问题就是如何将各个系统集成起来，不单单是结构的集成，还包括性能集成。因此，有的主机厂要求不同的零部件供应商负责各自的有限元模型搭建，并提交给主机厂，由主机厂进行模型总装。这种情况下，超单元方法就能发挥重大的作用。特别是有些零部件供应商，技术集成度高，不愿意向外提供详细数据。因此，可以将模型转化成超单元，交由主机厂使用，既不影响总体性能集成，又不会造成保密信息外泄。

超单元的主要优点：

① 可以求解超过计算机资源的大规模问题。

② 结构中的一部分有变化时，可以只对变化部分重新计算。

③ 同一结构内，不同位置的相同部件可以反复使用。

④ 供应商可以独立创建零部件模型，并且只需提供缩减的边界刚度矩阵，部件的设计细节可以是隐藏的。

⑤ 允许存在多级子结构。

⑥ 能够有效地研究多个结构布置方案。

⑦ 支持多部件的随机访问数据库。

⑧ 识别子结构和自动缩减运算过程是隐含进行的。

在开发项目进展过程中，时间是非常紧迫的。留给方案分析验证的时间有限。如何在有限的时间内完成大规模的分析和优化，对于 CAE 工程师来说是极大的挑战。如果不能在短时间内大幅改善计算资源，那么超单元毫无疑问是最佳的选择。

例如，对于一个整车模型，在优化过程中，需要对动力总成支架进行更改。传统的做法是支架更改以后，需要对整车模型重新运行一次，验证对整车性能的影响。这样的话，会需要很长的时间。如果利用超单元来计算，那么只需要将支架更改部分重新计算一次，然后更新到整车模型中，很快就可以得到结果。整个过程只需要几分钟就可以完成，而不是花费几个小时去重新计算整车模型。

第七章　汽车 NVH 问题诊断和改进方法

第一节　振动噪声的主观评价

由于汽车振动、噪声是许多相互类似的现象复合在一起形成的，对其主观上的感受也因人而千差万别。理解具有代表性的振动、噪声现象的感觉方法、发生条件以及发生原理，并在此基础上做出正确的判断，按照一定的程序进行改进，将大大减小问题的难度。因此，必须充分掌握振动、噪声现象的感受和发生条件。

理解汽车 NVH 问题发生原理是对振动、噪声现象进行准确描述，并确定问题产生的原因、传递路径，从理论上理解振动、噪声问题。

一、振动

1. 乘坐舒适性（bounce、pitch、roll）

（1）主观感受

乘坐舒适性是指车身作为一个整体在摇摆，摇摆的方式可以用“摇摇晃晃”“飘飘悠悠”等词来形容，其振动形式如图 7. 1. 1 所示。

（2）发生条件

整车的乘坐舒适性感受多发生在：①路面上凸凹不平、有段差等；②有大量坑沟的未铺装路面；③路面上有起伏并以特定车速行驶。车身在低频范围内有多个刚体模态，如俯仰、侧倾等，这些模态很容易被路面激励起来。其振动模式如图 7. 1. 2 所示。

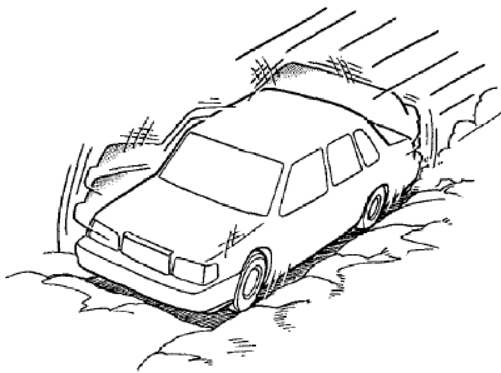


图 7. 1. 1　车身摇摆

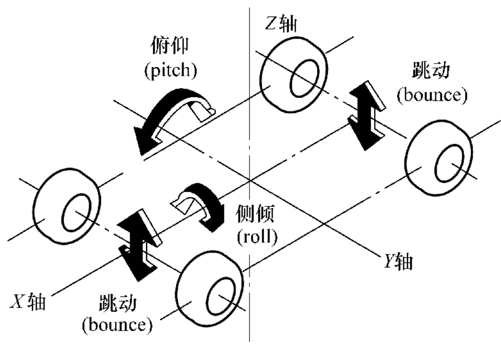


图 7. 1. 2　车身的刚体振动

汽车可以简单地分为簧上质量和簧下质量两部分，簧上质量指车身的重量，簧下质量指轮胎、后桥、悬架等部分。如图 7. 1. 3 所示为车辆简易模型。

（3）发生原理

簧上质量在悬架弹簧的支撑下组成了簧上振动系统。当车辆通过路面上的凸凹不平、段差等处时，会发生车辆整体的跳动、俯仰、侧倾等振动，从而影响乘坐舒适性。

此时，如果簧下质量很重，或者减振器处于压缩状态，或者弹簧刚度比标准值高，车身会持续摇摆，使乘坐舒适性恶化。

这是由于簧下质量的振动特性发生了改变，与簧上质量产生了共振，在约 1～4Hz 的簧上质量共振中耦合了簧下质量约 10～15Hz 的振动，从而产生了上下方向的跳动。

对于较重即簧上质量较大的汽车，乘坐舒适性通常会好一些，这是由于簧上质量越大，簧上固有频率则越高，车身就不容易被激励起来。相反，簧上质量越小，则簧上固有频率越低，车身就容易被激励起来。如图 7.1.4 所示，两种情况在振幅、频率方面均有差异。

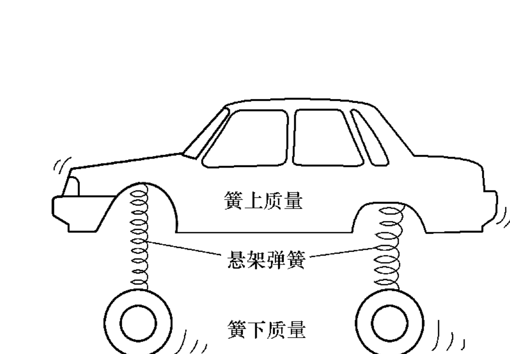


图 7.1.3　车身简易模型

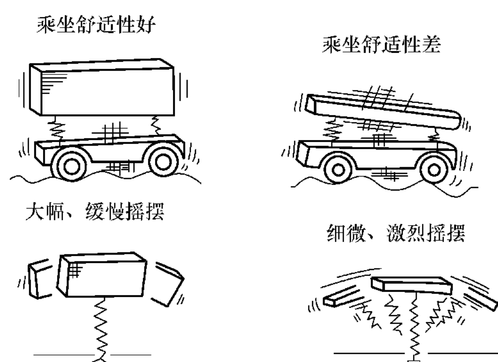


图 7.1.4　乘坐舒适性比较

乘坐舒适性概念在广义上解释的话，包括振动、噪声、座椅舒适性、空调、采光、照明、色彩等多种含义，在本书中所提及的乘坐舒适性仅限于“汽车行驶过程中与振动相关的舒适性”。具体地说，就是指汽车车身的俯仰、侧倾、跳动等三个主要刚体振动。其振动形态如图 7.1.5 所示。

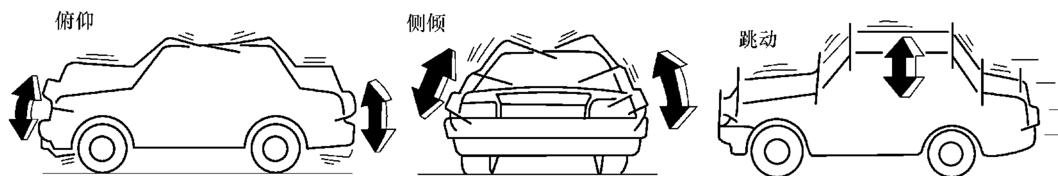


图 7.1.5　车身的刚体振动

2. 抖动

（1）主观感受

1）前端抖动（上下振动）是指车身、座椅、转向盘上下方向“摇摇晃晃”“飘飘悠悠”地激烈振动。另外，还包括发动机舱盖、后视镜等的小幅振动，如图 7.1.6 所示。

2）横向抖动（左右振动）是车身、座椅左右方向的“摇摇晃晃”“飘飘悠悠”地振动，如图 7.1.7 所示。

3）有时还可能同时出现前端抖动、横向抖动，腰、臀部感觉明显，握住转向盘的手也会感觉到“突突”地抖动。

4）抖动频率一般为 10～30Hz。与洗衣机脱水、电动扳手的工作频率接近。



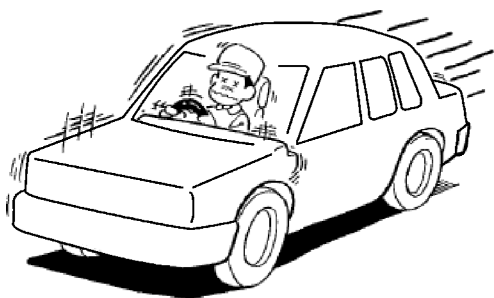


图 7.1.6　前端抖动



图 7.1.7　横向抖动

（2）发生条件

1）汽车在高速公路上行驶时，在特定的车速下发生。

2）在一般的铺装路面中，如果有较小的凸凹不平，抖动会出现在 40～70km/h 的车速下。

（3）发生原理

1）引起抖动的强制激励包括轮胎自身和路面两方面。轮胎的重量如果不均匀（偏差率、材料不均等），由此在旋转过程中将会产生多种不平衡力和力矩，如图 7.1.8 所示。

2）在该强制力和力矩的作用下，如果出现簧下共振，车轴将大幅振动，如图 7.1.9 所示。

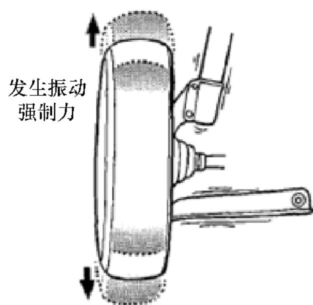


图 7.1.8　轮胎不平衡

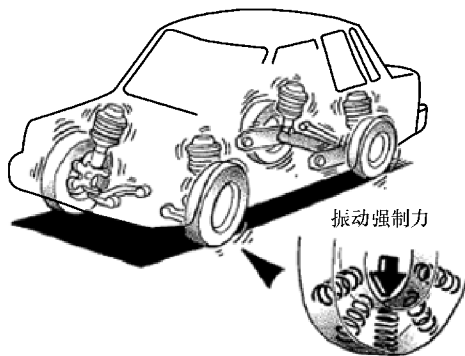


图 7.1.9　车轴激励

3）该振动主要通过悬架弹簧及减振器向车身传递。另外还有可能传递到发动机，如图 7.1.10 所示。

4）如果振动传递到发动机，当振动频率与发动机和悬置组成的振动系统的固有振动频率接近时将引起发动机共振。而发动机的振动会进一步向车身传递，如图 7.1.11 所示。

为了控制轮胎簧下共振领域内的车身振动，有时可以考虑利用发动机的刚体振动，使其成为动态减振器，在一定程度上缓冲车身的振动。

5）传递到车身的振动将会引起车身的弯曲和扭转共振，如图 7.1.12 所示。

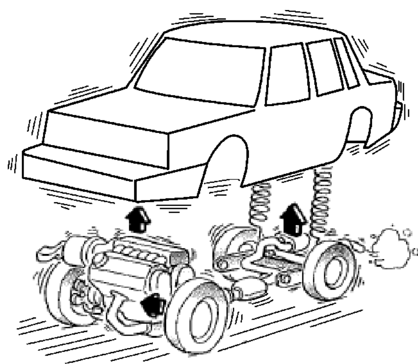


图 7. 1. 10　振动的传递

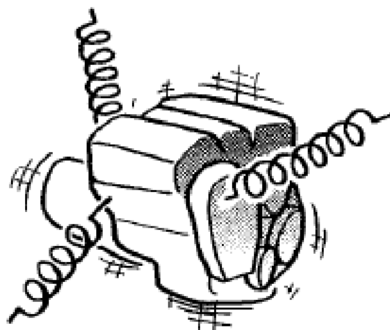
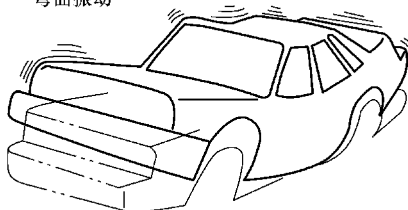


图 7. 1. 11　动力总成刚体振动



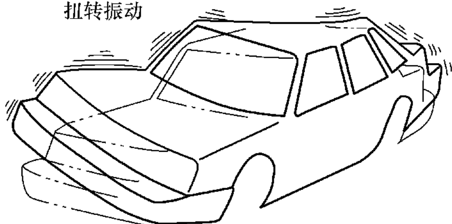


图 7. 1. 12　车身的弯曲和扭转振动

6）车身的振动给车内乘员一种飘飘悠悠的感觉，特别是腰、臀部感觉明显。另外，转向盘、座椅也可能出现激烈的共振。

备注：

1）前端抖动（上下振动）和横向抖动（左右振动）通常以相差 10s 的间隔反复发生。这是由于轮胎的旋转半径不同，左右车轮的不平衡量的位置相对于轮胎的旋转有少许的差别所导致的，如图 7. 1. 13 所示。

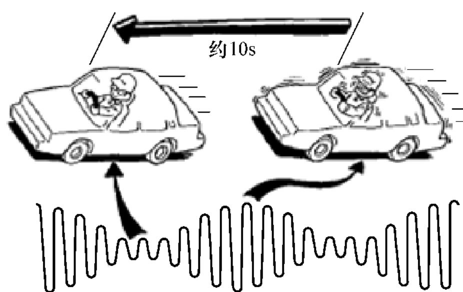


图 7. 1. 13　前端抖动与横向抖动的相位差

当左右车轮相位相同（例如左、右车轮的强制振动激励都是向上方向）时，且前端抖动（上下振动）反相振动时，出现横向抖动。

2）由于左右车轮存在相位差，车身抖动幅度会时大时小，在行驶实验中对振动幅度进行测试时，在每个车速时要至少保持 10s 以上。

3. 摆振

（1）主观感受

1）转向盘旋转方向“突突”地振动，如图 7. 1. 14 所示。

2）转向盘旋转方向振动的同时，车身也在左右方向振动。

3）当所发生的振动逐渐增大时，会感到操纵转向盘困难。

4）振动频率一般为 5 ~ 15Hz，与洗衣机脱水接近，如图 7. 1. 15 所示。



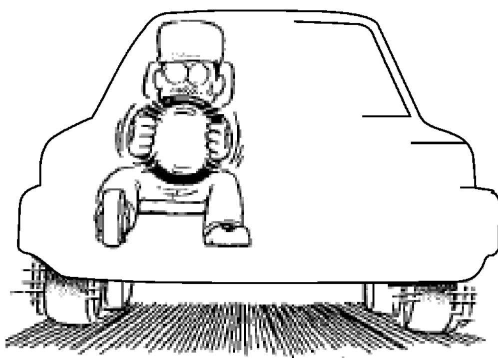


图 7. 1. 14 摆振

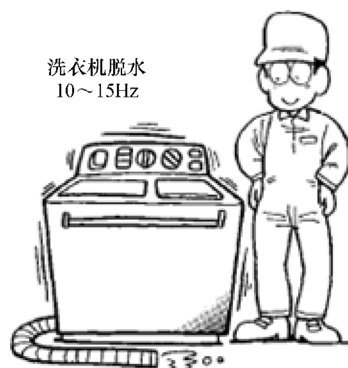


图 7. 1. 15 摆振的频率

（2）发生条件

1）在良好路面上以 80km/h 以上的速度行驶时，且在相对限定的车速范围内发生（高速摆振）。

2）当车辆以 20～60km/h 的速度行驶时，由于路面的凸凹不平或者突然制动时也会发生（低速摆振）。

备注：

- 低速摆振一般即使在车速降低时也不会停止，在汽车停止前会一直持续振动。

（3）发生原理（高速摆振）

1）如果轮胎存在重量不均（偏差率、材质不均），因为不平衡而产生的离心力是强制激励，如图 7. 1. 16 所示。

2）在这个强制激励的作用下，在主销轴处产生力矩，引起车轮左右方向振动。

3）另一方面，转向系统自身也是一个完整的振动系统。转向柱、齿轮以及连接部分具有一定的刚度，起到弹簧的作用，在其上端安装的转向盘在旋转方向的惯性质量，由此构成的振动系统拥有一定的固有振动频率，如图 7. 1. 17 所示。

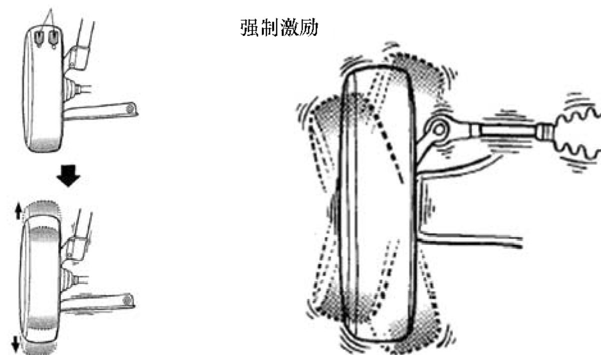


图 7. 1. 16 轮胎不平衡激励

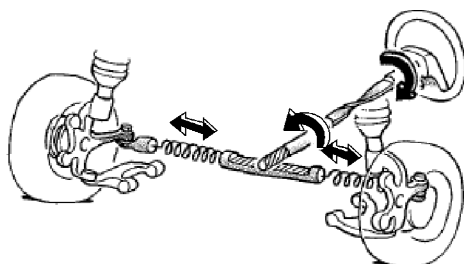


图 7. 1. 17 转向系统

4）由于离心力而引起的轮胎左右方向振动频率，当车速达到某一个特定值时，与转向系统的固有振动频率一致，产生共振，引起转向盘旋转方向的激烈振动。

备注：

- 对于低速摆振，当车辆越过路面上的凸凹不平时，轮胎受到以主轴销为中心的力矩，

并引起转向系统振动。一般系统中的阻尼会使振动很快停止，但是如果转向节、齿轮等处因预紧力低或者存在间隙，各处的振动将会以自励振动的形式持续下去。

4. 制动抖动

（1）主观感受

1）踩下制动踏板时，前围板、转向盘下方向出现“突突”地振动。

2）转向盘左右方向也出现振动。

3）踩制动踏板的脚能感觉到“突突”地振动。

4）振动频率与车身抖动接近，约为5～30Hz，振动的幅度比抖动大。

（2）发生条件

车辆以中速或者高速行驶，踩下制动踏板时发生（制动的程度为前、后轮未抱死状态）。

（3）发生原理

1）制动鼓存在偏心或者振动，制动时摩擦力产生变化形成强制激励。

2）这个振动强制激励通过制动油压通路向制动踏板传递，使踏板产生脉动。另外，还会通过悬架系统向车身传递。

3）传递到车身的振动，如果与车身产生共振，则振动被增幅，引起与抖动接近的振动，即制动抖动，如图7.1.18所示。

备注：

● 制动抖动与车身抖动相同，都会引起车轴上下方向振动。因此，车轴的振动传递方式和共振状态，与车身抖动具有几乎相同的产生原理，并最终引起车身的振动。

［参考］

制动鼓不良引起的制动抖动发生原理：

1）车辆如果长期处于放置状态，制动系统零部件有可能出现锈蚀。

2）随着车辆行驶距离的增加，制动鼓有锈的表面因锈斑使摩擦不均，造成制动鼓厚度变化。

3）制动鼓厚度不均较大时，超过容许值，车辆制动时会产生摩擦力的变动。

4）振动沿着液压油回路向踏板传递，使踏板产生脉动。

5）如果振动传递到车身，会引起车身的共振，发生与车身抖动类似的振动。

制动抖动的发生原理如图7.1.19所示。

5. 发动机起动时振动

（1）主观感受

发动机点火起动时座椅、发动机舱盖等“突突突”地振动。

（2）发生条件

起动机起动后产生振动，发动机开始工作，起动机停止后振动也停止。

（3）发生原理

1）发动机绕着侧倾轴旋转时，其反力沿相反的方向向车身传递，如图7.1.20所示。

2）该反力通过发动机悬置向车身传递。另外，如果发动机燃烧不均，该反力增大，更容易引起振动。



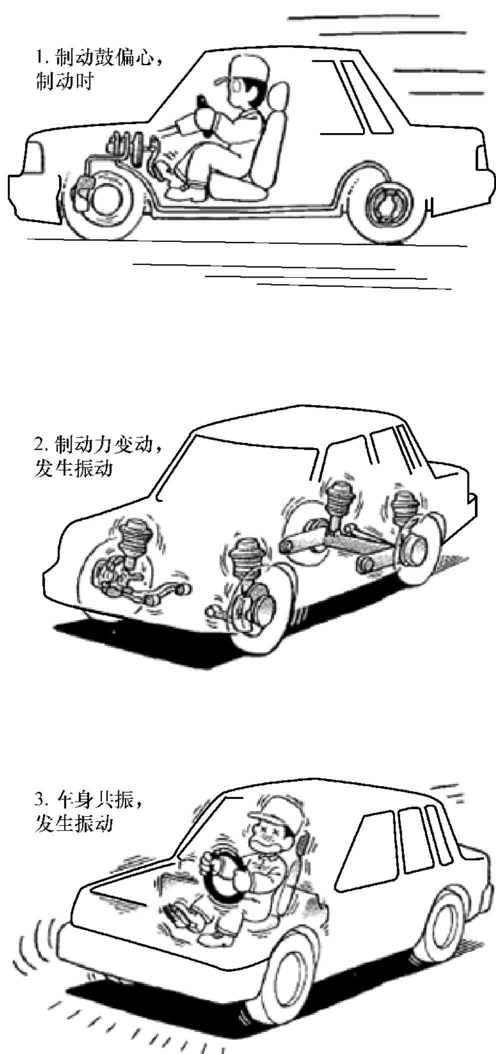


图 7. 1. 18　制动抖动

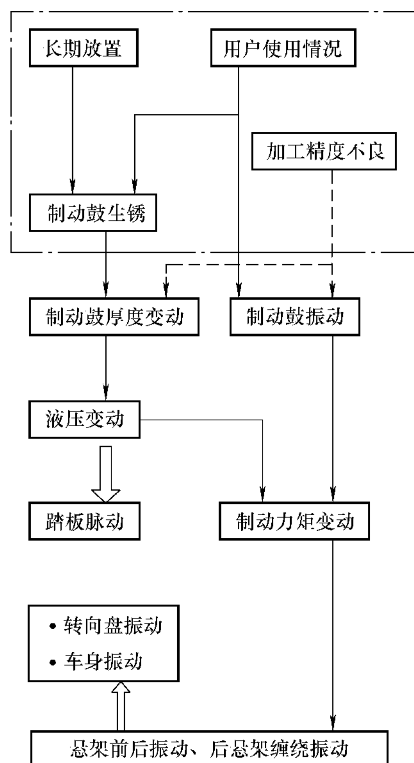


图 7. 1. 19　制动抖动产生原理

［参考］

1）上述情况发生在起动机工作后的瞬间，时间非常短，一般注意不到。

2）发动机的状态不佳时才会发生，而且通过调整发动机基本上可以解决该问题。

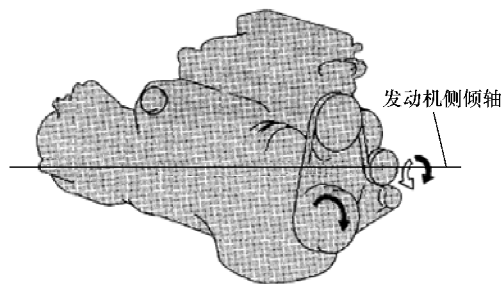


图 7. 1. 20　发动机侧倾轴

6. 怠速振动

（1）主观感受

1）座椅、转向盘上下方向振动。

2）有时会连续产生车身振动。

（2）发生条件

1）怠速时，产生连接振动，发动机空转时停止。

2）对于自动档汽车，制动状态时，变速杆处于 D 位或者 R 位，发生座椅、地板振动。

（3）发生原理

1）怠速时燃烧不均、失火、空调运转不均等，使发动机转矩变动增大，通过悬置向车身传递。

2）怠速时由于转矩转换器引起动力总成绕侧倾轴的力矩。因此，发动机转矩变动通过悬置向车身传递。

3）排气管的变形、吊挂橡胶不良等原因引起排气管共振，并向车身传递。

4）即使发动机状态良好，如果悬置处于不正确姿势，由于橡胶的硬化而使其减振效果下降，向车身传递的力过大，如图 7.1.21 所示。

［参考］

• 怠速时发动机的转矩变动作为激励源会引起车身的弯曲振动。在发动机怠速工作范围内，由于存在两种车身的弯曲模态，如图 7.1.22 所示，车身的振动将会被大幅增加，转向盘、地板等与肢体接触部位产生令人不舒适的振动。

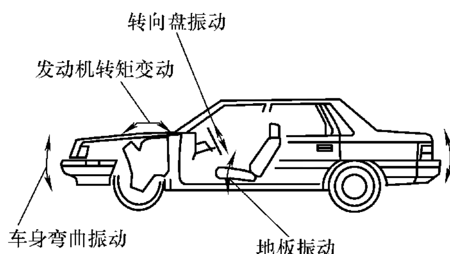
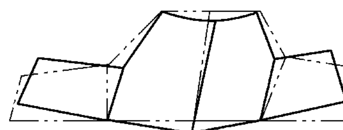


图 7.1.21　怠速振动发生原理



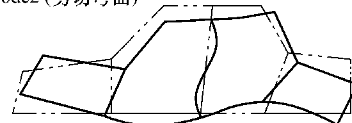


图 7.1.22　车身的弯曲振动

通过调整转向盘、地板等的固有振动频率使其处于怠速范围以外可以有效避免共振，但是会涉及车身重量、强度等方面的性能，实际操作时有一定的难度。最有效、最简单的做法是优化悬置的位置、刚度系数等参数，尽量减小发动机振动向车身的传递。

二、噪声

1. 轰鸣声

（1）主观感受

1）低速及中速轰鸣声。

① 类似“嗡嗡”的低沉声。

② 有时虽然难以听到声音，但是耳朵能感觉到强烈的压迫感，如同头部两侧受到挤压。

③ 同时还能感觉到麻酥酥的振动。

④ 频率约为 30～100Hz。

2）高速轰鸣声。

① 类似“嗡嗡”的低沉声。

② 严重时，即使离开车辆，耳朵仍然能够感觉到残余声。

③ 频率约 100～200Hz，是比较清晰的声音，而几乎感觉不到振动。



耳膜压迫感：

是正常人都能感觉到的一种现象。例如当汽车高速进入隧道或者登上高山时，由于大气压力的急剧变化使耳膜向内或者向外挤压。此时耳膜就会感觉到一种强烈的压迫感。

汽车内发生的轰鸣声就是与此类似的一种声音，由于车内声压急剧变化，在压力差的作用下，使耳膜产生一种压迫感，如图 7. 1. 23 所示。

（2）发生条件

1）汽车在加速、减速、等速行驶时都有可能发生，一般在轻微加速时会产生激烈的噪声。

2）在特定的发动机转速、车速时发生，除此之外则不发生。

例如，图 7. 1. 24 所示的在车速不断上升过程中，车内噪声也不断地提高，在达到某车速范围内时（虚线处），车内噪声突然急剧增加，经过该范围后噪声又降下来。

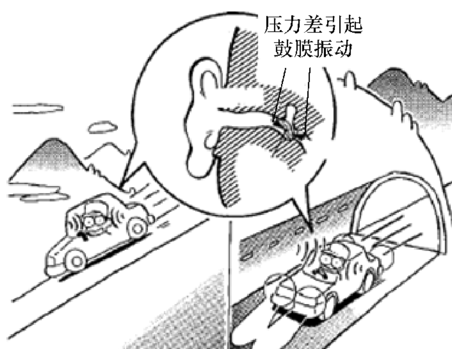


图 7. 1. 23 压力差引起的轰鸣声

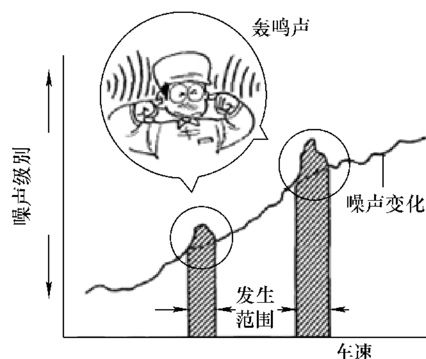


图 7. 1. 24 加速轰鸣声

3）轰鸣声的发生与变速器档位无关，有时甚至在车辆停止状态发动机空转时，当转速达到一定值时也会发生。或者与发动机转速无关，当车速达到特定的速度时也会发生。

4）轰鸣声的发生范围一般很窄，在特定的车速点，只发生在其前后约 5km/h 的范围内。

特别是与发动机转速有关时，发动机转速慢慢变化时，很快就通过了发生范围，因此难以确认。

（3）发生原理

轰鸣声是由于发动机、驱动系统的振动向车身的传递，引起车身板件振动，或者进气系统、排气系统噪声向车内透射形成的。

此时，在振动传递路径中产生共振现象，以及车内空气的共鸣现象。此处对轰鸣声形成的各种原因加以详细说明。

1）排气管弯曲共振。

① 发动机振动时，与发动机直接连接的排气管会受到激励，从而引起排气管自身的弯曲振动。

② 发动机与排气管的振动耦合时，排气管的振动被大大增幅。

③ 排气管的振动通过吊挂向车身传递，引起车身板件振动，最终形成噪声。

［参考］

• 上述原因造成的轰鸣声，如果依次拆除排气管吊挂进行实验，可以确认到底是从哪一个吊挂传递的。

2）辅助机构共振（图 7.1.25）。安装在发动机上的辅助机构包括：

① 机油泵。

② 转向助力泵。

③ 空调压缩机。

如果这些机构的安装部位刚度低，发动机的振动会引起共振，过大的激励会通过悬置及悬架向车身传递，形成轰鸣声。

在这些辅助机构中，特别是空调压缩机的影响最大，是高速轰鸣声的主要原因。

3）驱动轴弯曲共振（图 7.1.26）。

① 发动机驱动转矩经过变速器→驱动轴→传动桥传递，从而引起驱动轴自身的弯曲共振。

② 发动机振动与驱动轴振动耦合后，驱动轴的振动被增幅。

③ 驱动轴的振动通过万向节以及悬架向车身传递，最终产生轰鸣声。



图 7.1.25　辅助机构共振

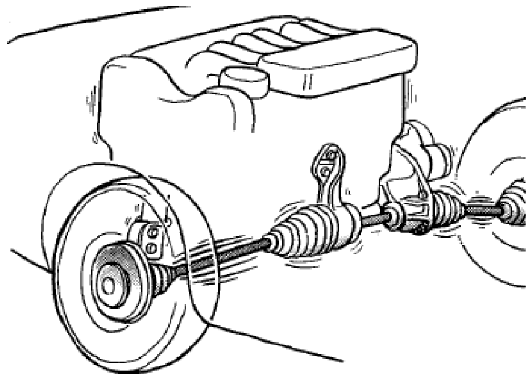


图 7.1.26　驱动轴共振

［参考］

• 一般情况下，较长的驱动轴在车速 100km/h 前后具有共振点，发生了轰鸣声的车辆，在驱动轴上安装动力减振器、采用中间支撑轴承、左右驱动轴等长化、两段式长轴等措施都是控制驱动轴共振引起的轰鸣声的常用方法。

4）悬架共振。轮胎上较硬部位和较软部位多处存在，使得轮胎存在高次不均，这样轮胎在旋转过程中会产生不平衡激励，不平衡激励通过控制臂、弹簧等向车身传递，传递过程中，如果控制臂、弹簧等的模态被激发起来，将大幅增加振动，引起车内的轰鸣声。

5）发动机振动的传递。发动机本身就是振动较高的系统，比较典型的是动力总成的弯曲模态，包括垂向弯曲和横向弯曲，呈现高频特性，通常在 150Hz 以上，视动力总成的结构形式，如长度、重量、发动机和变速器的连接刚度等因素而有所不同。动力总成的弯曲模态一旦被激发起来，将产生很高的振动能量，并通过悬置、衬套向车身传递，引起车身共振，形成轰鸣声。

发动机内部的零部件本身也具有模态，如曲轴、连杆、缸体、油底壳、机油泵壳等。如缸体的裙部，由于刚度相对较弱，存在常用范围内局部模态，油底壳、机油泵壳等罩壳类零



部件，也存在较低的局部模态，这些模态在发动机激励的作用下，很容易被激发起来。

曲轴属于细长结构，存在弯曲和扭转模态。模态被激发起来时，所产生的大幅值振动会通过油膜、主轴瓦向发动机本体传递。

[参考]

● 必须严格检查各个悬置的干涉、扭曲等不正确姿势是否存在，因为这些情况会大大减小悬置的振动衰减能力。

6）排气透射声。排气噪声经过消声器后大幅降低，但是对于一些低频成分则消声效果很差，并且声功率很高，通过车身的一些孔洞、缝隙向车内传递。

[参考]

● 此时，声音（振动）引起空气的疏密变化来传递，即使拆掉排气管的吊挂也不会消除。

7）进气透射声。空气滤清器、谐振腔本身是一个空气共鸣箱，虽然对高频噪声有很好的消声效果，但是对低频声有时甚至会有放大的可能，进而传递到车室内。

[参考]

①“轰鸣声”包括低速、中速、高速等多种形态，随着发生时车速的提高，所出现的轰鸣声的频率也不断升高。

②“轰鸣声”产生的原因通常会包括两种或两种以上，对于这种多个原因造成的轰鸣声，无法完全消除，根据噪声处理流程，针对具体的噪声现象来采取有效的解决方案。

③ 当发生“高速轰鸣声”时，车速较高，各个旋转部件的转速也较高，即使有轻微的不平衡也会造成过大的振动能量。因此，需要对旋转部件的不平衡严格控制。

2. 发动机透射声

（1）主观感受

1）发动机特有的高频声，来自于发动机方向。

2）随着发动机转速上升而提高。

（2）发生条件

多发生于发动机高转速、高负荷时。有时在低速、中速行驶以及空转运行时也会发生。

（3）发生原理

发动机透射声的发生与声源及隔声部件有直接的关系。

1）声源大致可以分为：

① 进气噪声。

② 排气噪声。

③ 发动机噪声（包含辅助机构）。

④ 燃烧噪声。

⑤ 冷却风扇噪声（图 7. 1. 27）。

⑥ 板件共振产生的噪声。

发动机透射声的声源虽然有很多，但是如果这些部件工作正常，不会产生异常噪声。但是实际上，由于空气滤清器变形、消声器损伤、发动机调校不当、冷却风扇变形等故障，使这些部件本身成为较大的声源，通过车身的空隙、孔洞等处传递到车内。

2）接受声源传递的一侧，即车身侧的防声隔声措施合理的话，将会大幅降低发动机透

射声幅度。

车身隔声措施主要包括以下四个方面。

① 遮声。噪声传递到车内可能有许多个途径（图 7.1.28）。例如，前围板、地板、转向柱防尘罩、变速杆防尘罩以及其他一些缝隙。

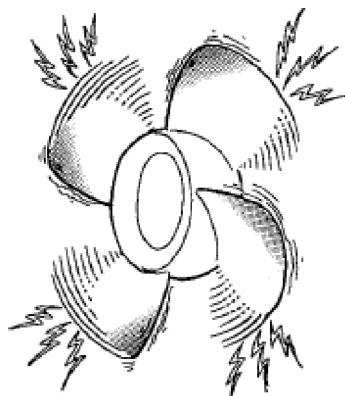


图 7.1.27　冷却风扇噪声

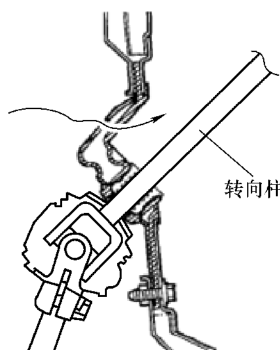


图 7.1.28　噪声传递途径

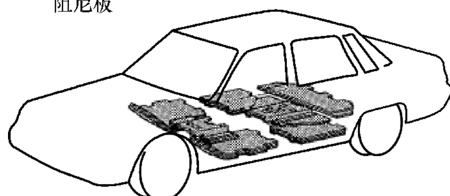
为了降低透射噪声的传递，在车身的一些缝隙、孔洞处设计合理的密封结构，在关键板件上粘贴阻尼板等，如图 7.1.29 所示。

② 吸声。在车身上布置了大量的高密度吸声材料，利用材料自身的高吸声性能，吸收声源透射进来的噪声，如发动机舱盖内的吸声材料、前围板处的吸声材料等。

③ 防止振动传递。

④ 板件防振以降低放射噪声。

车身上的各种隔声、吸声部件、材料，如果其有裂纹、损伤，即使声源的噪声不高，由于隔声、吸声性能的损失，使车内透射声的衰减达不到预期效果。



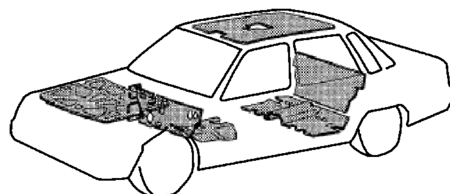


图 7.1.29　隔声材料

3. 差拍声

（1）主观感受

1）类似于“嗡嗡”样的声音，其大小周期性变化，如同声波敲击。

2）声音的周期约为 1s 内变动 2 ~6 次。

3）轰鸣声如果周期性变化，也会形成差拍声。

另外，有时还会发生同样的差拍振动。

（2）发生条件

1）发动机以一定转速空转运行时发生。

2）车辆在高速公路上以一定车速行驶以及 D 位（3 档）行驶时发生。

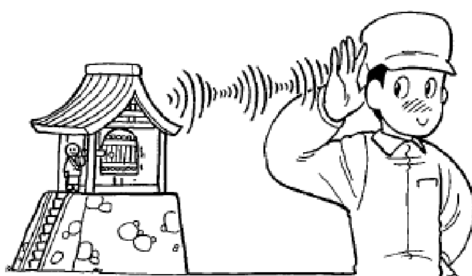
［参考］



● 如果加速、减速过快，通过易发生车速时，则难以听到差拍声。

（3）余音的概念

寺庙里的钟在敲击后，钟发生的声音停止，但是仍然能听到一种余音（图 7.1.30）。一般来说，如果余音的周期较长，则不容易听到。


图 7.1.30　余音

（4）发生原理

差拍声发生的基本条件是存在两个声源，如图 7.1.31 所示。

A、B 两个音叉发生频率完全不同的两个声音时，我们会听到不同的两种声音。但是，如果两个音叉所发出的声音非常接近，其差别很小时，这时就难以区分到底哪个是 A 声、哪个是 B 声。最终听到的声音是一种周期性变化的综合声音，称为差拍声。

A、B 两个音叉发出图 7.1.31 所示的具有峰值和谷值的声音。如果 A、B 两个声音的频率只有少许的差别，一个声音的峰与另一个声音的峰重合后，峰值将变大，而峰与谷重合后，峰值将变小（图 7.1.32）。

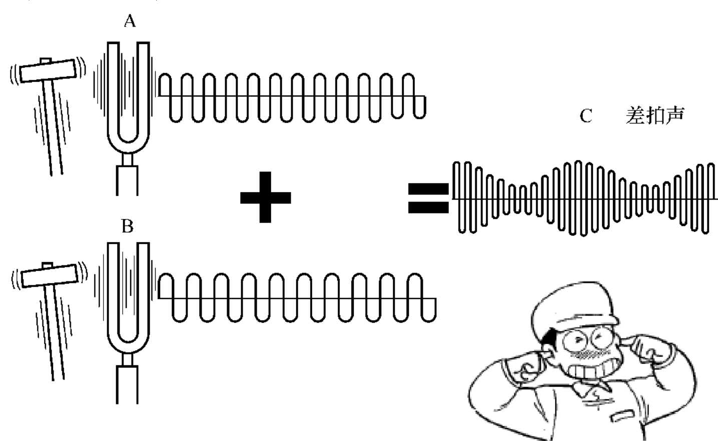


图 7.1.31　差拍声形成原理

这种连续合成后的声音，即为差拍声，此时，差拍声的频率为：

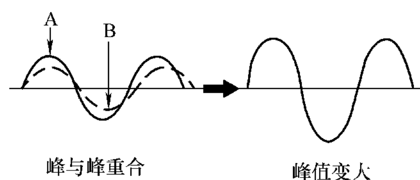
差拍声频率 = A 频率 − B 频率

1 ~6Hz 的差拍声更容易感觉到。

如果 A、B 两种声音过于接近，将合成一种相同的声音，不容易听到。如果 A、B 两种声音的差别过大，听到的将是两个独立的声音。

另外，此处虽然是以声音为例加以说明的，但声音的根源还是振动，按照与声音完全相同的方法，差拍振动也时有发生。下面以发动机的振动与其他的振动的合成结果来说明差拍振动。

1）变速器旋转产生的振动耦合。变速器上有液力变矩，与发动机直接连接。泵轮侧与后轴相连接的涡轮机套筒之间有转矩的传递，是自动进行的。因此，在这二者之间一定有旋转速度差。这就是差拍声发生的原因（图 7.1.33）。



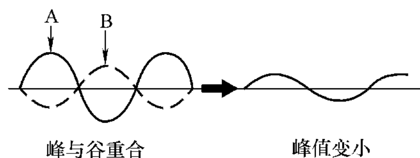


图 7.1.32　差拍声形成过程

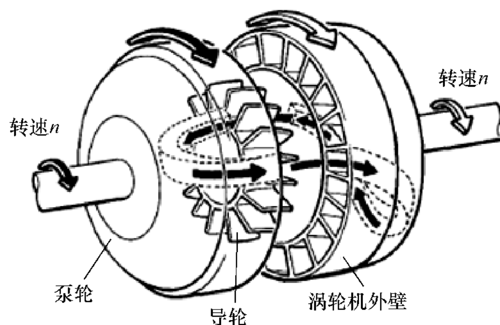


图 7.1.33　液力变矩器

2）发动机振动与其他振动合成的差拍声。发动机振动与其他部位的振动或者声音耦合后有时会有差拍声的形成。

① 空调压缩机、转向助力泵等辅助机构（图 7.1.34）。这些辅助机构所发生的振动较大且接近于传动比的倍数时，此时与发动机的振动频率接近，耦合后形成差拍声。

② 驱动轴的旋转 6 次振动（图 7.1.35）。驱动轴的主减速器侧的转向节 DOJ 处内藏 6 枚传动球，驱动轴旋转 1 周时产生 6 次振动，这个振动与发动机的 C1.5 次成分接近，会形成差拍声。

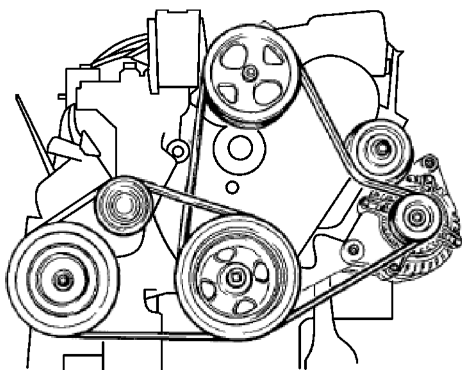


图 7.1.34　辅助机构与发动机振动耦合

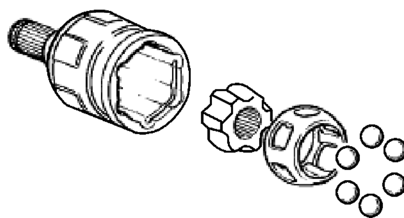


图 7.1.35　驱动轴 DOJ

③ 轮胎不均（图 7.1.36）。轮胎不均引起的振动与发动机振动经差速器减速的减速比有时很接近，耦合后形成差拍声。

4. 接缝噪声

（1）主观感受

1）类似“哐哐”“咚咚”样的振动和声音，频率约 20～60Hz。

2）高速公路上会有“叭叭”样的声音。

3）能在转向盘、座椅、搁脚板等处感觉到振动。

（2）发生条件（图 7.1.37）

1）车辆通过铺装路面上的段差时。



2）车辆通过铺装路面上的接缝、凹坑时。

（3）发生原理

1）悬架共振（图 7.1.38）。当车辆通过铺装路面上的接缝、凹坑时，轮胎会受到前后方向的激励（图 7.1.39），激励通过悬架向车身传递，在振动的同时，发生单发的冲击声。因悬架的类型、衬套的性能等所发出的声音有很多种。

从悬架、轮胎传递来的前后方向的激励，主要是由下控制臂承受，在衬套的减振作用下，传递到悬架横梁、车身。作为主要传递路径的衬套刚度的影响非常大。如果降低衬套或者减振垫的刚度，冲击激励能减少，但是会影响操纵稳定性，因此，车底盘调校时一定要注意两方面性能的平衡。

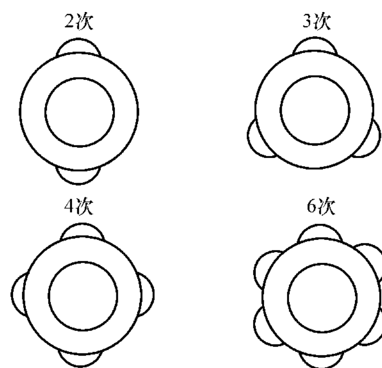


图 7.1.36 轮胎不均引起的差拍声

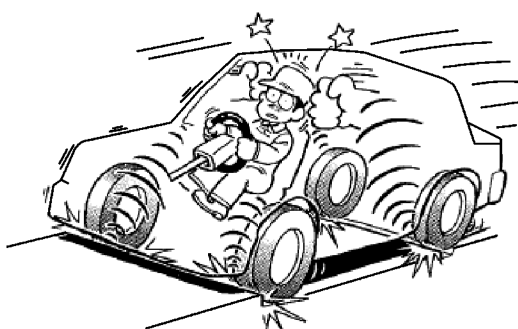


图 7.1.37 发生条件

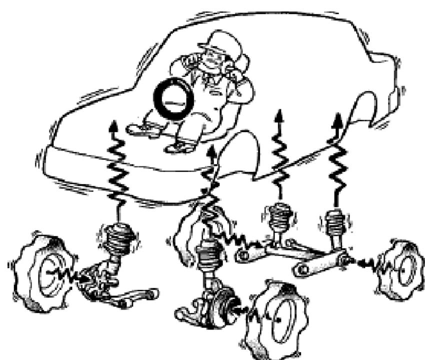


图 7.1.38 悬架共振

2）轮胎的弹性振动（图 7.1.40）。从路面的接缝向轮胎传递的冲击激励，在受力点会出现局部变形，在一定程度上吸收冲击力的同时，也会引起轮胎内部变化，形成复杂的弹性振动。

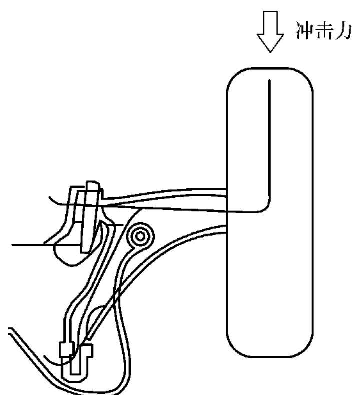


图 7.1.39 冲击力的传递

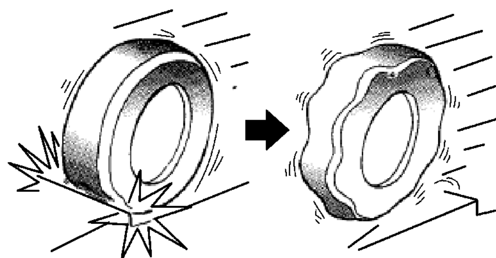


图 7.1.40 轮胎的弹性振动

因此，吸收振动性能良好的轮胎其接缝噪声也低，但完全吸收是很难的。该振动不仅与轮胎的类型有关，还与轮胎内的气压、轮胎形状有关。

一般来说，较软的轮胎及对路面的凸起具有包容性的轮胎会有很好的减振性能。

［参考］

① 子午线轮胎的胎壁刚度高，对路面的包容性差，特别是当车速在 30～40km/h 时，很容易出现接缝噪声，性能不如斜交轮胎，如图 7.1.41 所示。

② 接缝噪声受轮胎刚度的影响，如果轮胎内的气压过大，也会是产生接缝噪声的原因。

③ 关于轮胎的路面包容特性及轮胎的刚度等详细介绍，请参考本书中轮胎的有关内容。

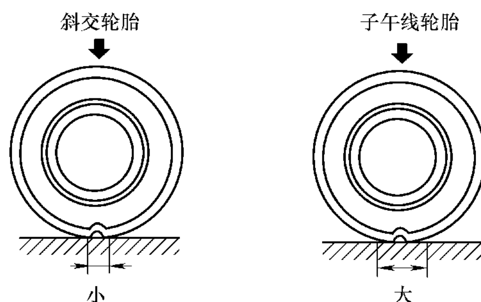


图 7.1.41　轮胎的类型及包容性

5. 路面噪声（图 7.1.42）

（1） 主观感受

1） 类似于“涮涮”的连续噪声。

2） 同时能感觉到非常细微的振动。

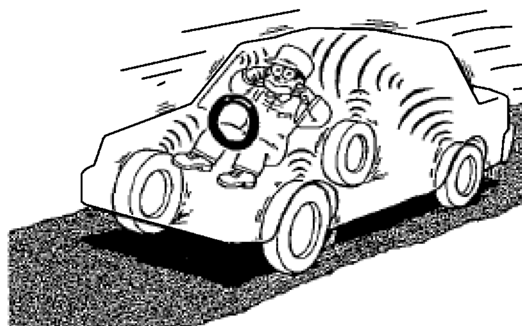
3） 与车速无关，频率高（100～250Hz）。

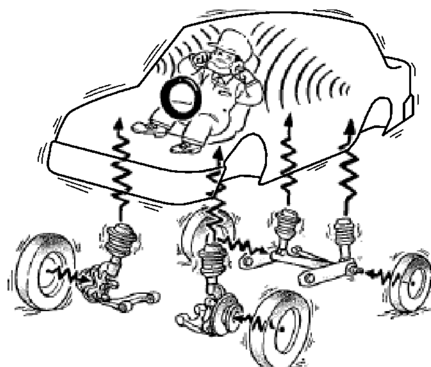
（2） 发生条件

1） 在较粗糙的铺装路面上以车速 30～60km/h 行驶时发生。

2） 车辆滑行时也会发生。

（3） 发生原理（图 7.1.43）


图 7.1.42　路面噪声


图 7.1.43　路面噪声发生原理

当车辆通过路面上的细微的凸凹不平时，轮胎弹性振动能量通过悬架向车身传递，引起车身板件共振，受车内空气共鸣的影响形成噪声。

［参考］

① 当路面上比较粗糙时，路面噪声突然增大，当到达较平滑的路面时会突然降低，通常用户对此报怨很大。

② 路面噪声受轮胎弹性振动、悬架特性、车内空气特性的影响。轮胎在 100～250Hz 范围内有密集的共振模态，具有很高的振动传递率。

③ 子午线轮胎比斜交式轮胎的路面噪声要低（图 7.1.44）。

④ 当车速越高时路面噪声越高，噪声频率却没有变化。



6. 胎纹噪声（图 7. 1. 45）

（1）主观感受

1）类似于“gao”“za”的高频声。

2）车速提高时会增大。

3）可以听到是从轮胎处传来。

4）声音的频率随轮胎型号的不同而各种各样，大约在 300 ~ 1000Hz。

（2）发生条件

1）有沟槽的轮胎更容易发生。

2）在光滑路面上滑行时也能听到，而在比较粗糙的路面上行驶时，路面噪声较高而难以听到胎纹噪声。

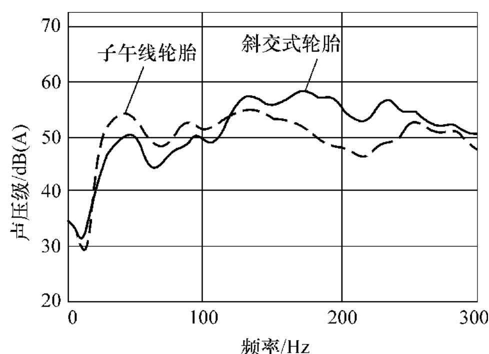


图 7. 1. 44　子午线轮胎与斜交式轮胎

（3）发生原理

胎纹噪声由泵气噪声和轮胎弹性振动噪声构成。

1）泵气噪声。泵气噪声是指轮胎与地面接触面处会产生较大的变形，胎纹的沟槽内容积产生变化。

在运转状态下的轮胎，其圆周上有许多沟槽（图 7. 1. 46），与地面接触受压缩时，沟槽内的空气受到压缩，一部分空气会从间隙处高速喷出，引起空气振动。另外，随着车轮的滚动，变形的沟槽恢复原状，体积恢复引起其内容的空气压力急剧变化，从而产生噪声（图 7. 1. 47）。

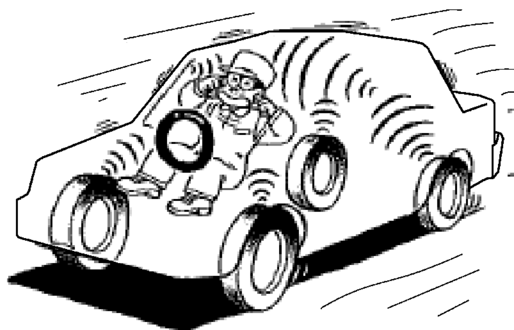


图 7. 1. 45　胎纹噪声

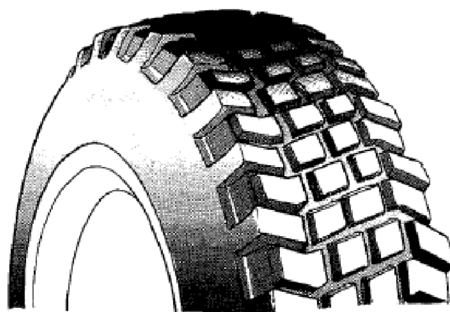


图 7. 1. 46　胎纹形状

2）轮胎弹性振动（图 7. 1. 48）。轮胎与地面接触部位因胎面花纹变形使胎壁振动产生噪声。因胎纹形状的不同，胎壁的刚度是变化的，与地面接触时在变形的轮胎的圆周方向上产生振动。当轮胎的胎壁侧与地面冲突时，在轮胎表面产生高频振动，与其接触的空气受激励作用而产生噪声。

［参考］

① 当车速越高时，胎纹噪声越大。这一点与路面噪声是完全不同的。

② 轮胎如果有磨耗，胎纹的深度变浅，因胎纹变化、表面断面半径的变化以及异常磨耗等原因使轮胎表面出现凸凹不平，会影响噪声的大小。轮胎的磨耗与噪声的关系非常复杂，但普遍的规律是有磨耗时噪声会增大。

③ 轮胎的胎纹形状，包括横向沟槽、纵向沟槽、双向沟槽、块状沟槽等多种多样，如图 7. 1. 49 所示。带有横向沟槽和块状沟槽的轮胎，由于沟槽与车辆前进的方向垂直，由轮胎弹性振动而引起的噪声最大。一般来说，乘用车的轮胎除雪地轮胎以外，都是细微形状的胎纹，沟槽容积小，因此噪声较低。

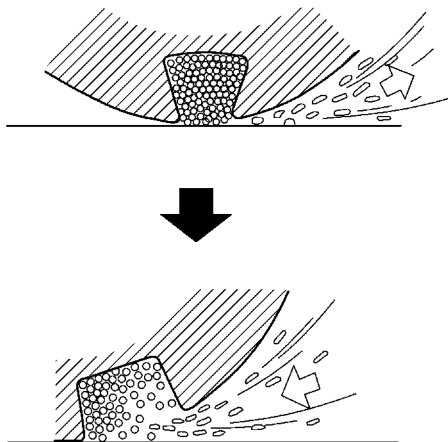


图 7. 1. 47　泵气效应

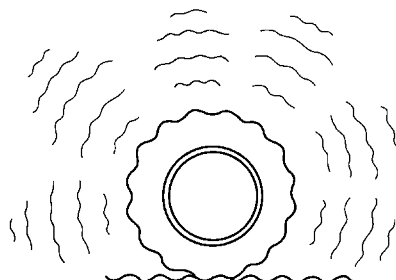


图 7. 1. 48　轮胎弹性振动

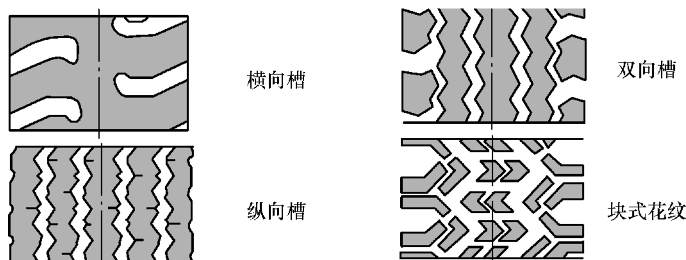


图 7. 1. 49　轮胎胎纹形状

④ 斜交轮胎比子午线轮胎的胎壁刚度低，与地面接触部位的变形较大，因此泵气噪声较高。

7. 制动噪声

（1） 主观感受

1） 类似于“ki…”样的较高频声音。

2） 大型客车或者货车在制动时经常发生。

（2） 发生条件

1） 制动且轮胎未抱死。

2） 盘式制动系统，轻微制动时发生。

（3） 发生原理

1） 盘式制动系统。制动时，制动盘与制动片相互摩擦，产生振动，与制动盘共振，发生声音。

制动盘主要是在盘的轴向振动。

［参考］



① 制动啸叫多为 1～20kHz 范围的高频噪声，车辆制动时由于制动油压、制动片表面温度、制动片材料等因素的影响时有时无。

从力学的角度观察制动啸叫，如上所述的制动盘的某种不安定振动，有时该振动甚至能感觉到，对人的听觉器官影响很大。

一般常见的是 3～4kHz 的噪声。

② 制动啸叫几乎完全由制动系统结构决定，与车身的形状等因素无关。

③ 作为解决制动啸叫的方法，保证充分的润滑是十分必要的。

2）鼓式制动系统。制动时，制动蹄和制动鼓摩擦，产生振动。制动蹄的振动与刚度较小的制动鼓及压板共振，产生较高的噪声。

［参考］

作为防止制动啸叫的措施，应该尽力防止制动片的单点接触。

8. 风噪

（1）主观感受

1）类似“hiu”样的空气流动声音，从车窗等部位传来。

2）随着车速、风向等变化（有时还可能听不到）。

（2）发生条件

关闭车窗行驶时，多发生于 80km/h 以上的速度（有时甚至会在 50km/h 的车速时发生）。

（3）发生原理

1）风吹到车身上突起部位而产生涡流。当空气吹到车身上的突起部位时，在其周围产生乱流，在突起的背面产生涡流并发出声音，并经过车窗玻璃等处的间隙以及遮声不好的地方传递进车内。

有突起的地方如刮水器、后视镜、天线等处。

2）吸出声。车辆高速行驶时，车内压力比车外压力高，在压力差的作用下，在车身与车窗框之间出现空隙，或者车窗未完全关闭时，从这些缝隙处空气向外流出，从而产生的噪声，或者流出的空气与外部空气摩擦，也会产生噪声。

［参考］

① 风噪的发生部位有很多，乘用车上常见的部位如图 7.1.50 所示。

② 有缝隙的地方仔细修补是控制风噪的有效方法。难点是准确地定位发声部位。

③ 吸入噪声是风噪中的一种现象。例如在车窗部分打开状态下行驶，当车速达到一定数值时就会发生。产生的原因是由于外部的空气作用在车窗上，引起车窗的振动，与车内空气形成共鸣。

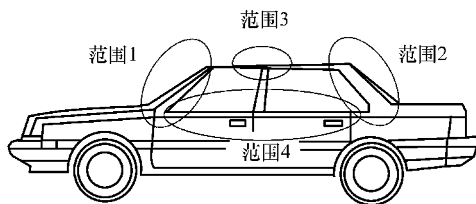


图 7.1.50　风噪发生部位

第二节　系统及零部件的振动噪声

在检修汽车的振动、噪声时，必须确定到底是哪个部件对振动、噪声的影响最大。

一般来说，发动机、悬架、制动系统等是汽车上的主要部件，从振动、噪声的角度来看

也是十分重要的，例如，发动机悬置、排气管吊挂等部件对振动、噪声有着非常大的影响，是振动、噪声检修的重点对象。

从以上观点出发，对于汽车的振动、噪声问题，哪个部件重要，或者说在汽车设计和制造时如何考虑这些部件对于振动、噪声的影响，是本节中的叙述重点。

一、发动机

发动机是车身振动和轰鸣声的重要激励源，从检查发动机的状态开始，对各种辅助机构的安装状态（如螺栓预紧力矩等）逐一检查。

1. 发动机激励

往复式发动机中，缸内气体的压力作用在活塞上，产生旋转方向的力矩，对于四冲程发动机来说，每个气缸在曲轴旋转 2 周内爆发 1 次。对于 6 气缸发动机，曲轴旋转 2 周内共产生 6 次气体爆发，即曲轴旋转 1 次产生 3 次转矩变动。4 气缸则是曲轴旋转 1 周产生 2 次转矩变动。

不同类型发动机的转矩变动是不同的，如图 7. 2. 1 所示。对于同样是 V6 的发动机，由于气缸夹角和燃烧间隔的不同，造成二者产生的转矩也不同。

（1）不平衡惯性力

往复式发动机中，活塞的每半个往复运动，运动方向改变，因此，活塞、连杆等的重量引起的惯性力出现不平衡。该惯性力就是引起各种振动问题的激励。

对于六缸发动机来说，由于曲轴的平衡重的正确配置，发动机的俯仰、摇摆等旋转 1 次残余力矩不会发生，如图 7. 2. 2 所示。

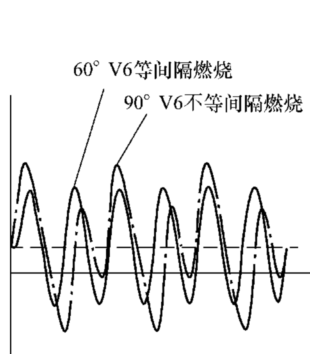


图 7. 2. 1　发动机转矩变动

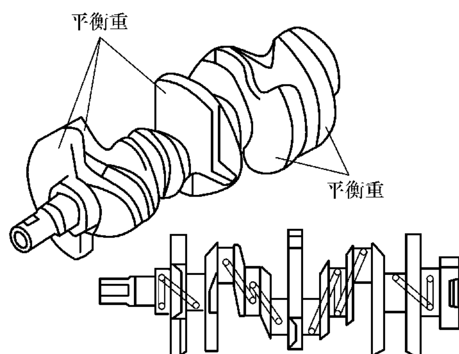


图 7. 2. 2　曲轴的平衡重

（2）气门机构敲击

由于正时带和气门机构的运动，各个部件相互之间敲击，产生振动激励。六缸发动机的正时带齿型经过精心调校后，齿轮啮合噪声能够大幅降低。另外，对于传动带噪声，采用无间隙挺柱等措施，也可以大幅降低噪声，如图 7. 2. 3 所示。

［参考］

1）正确调整正时带的张紧力是十分重要的，如果张紧力过大，即使速度不高也会产生异响、噪声。



2）无间隙挺柱无动作时可能会发生较大的传动带噪声。

3）减小气门重量有助于减小气门挺柱噪声。

（3）旋转体不平衡

发动机中有许多的旋转机构，每部分都有其自身的不平衡，旋转时会产生激励。

对于这些问题，在设计及制造过程中，精心调整各部分之间的间隙，有助于问题的解决。

（4）曲轴的弯曲、扭转振动

在气体爆发压力的作用下，曲轴会产生弯曲及扭转振动。为了解决此类问题，可以提高曲轴的刚度，或者使用扭转减振器，如图 7.2.4 所示。其原理是在曲轴上附加一个额外的旋转系统，由于与曲轴主旋转系统存在相位差，因此能够吸收曲轴系统的动能。通过精心调整附加系统的质量和刚度，就可以最大限度地减少曲轴主旋转系统的变动。常用的曲轴扭转减振器包括单质量扭转减振器和双质量扭转减振器。

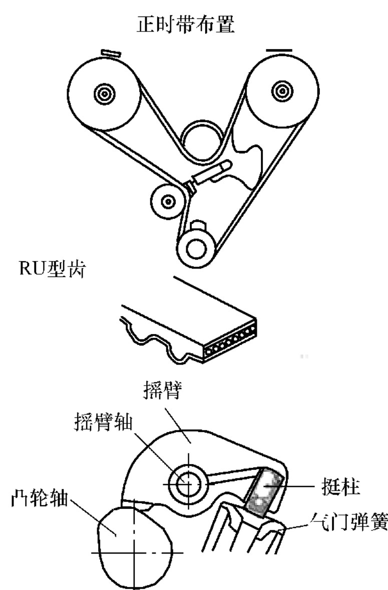


图 7.2.3　配气机构

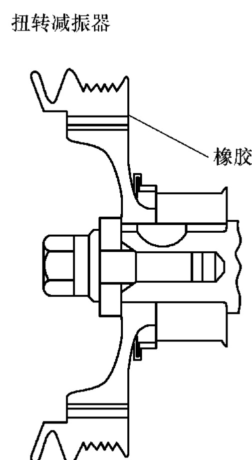


图 7.2.4　扭转减振器

2. 发动机异响

发动机在运转过程中，可能会出现各种各样的异响和噪声，由于异响和噪声多来自于发动机内部，因此即使使用测试仪器，有时也难以区分和定位。异响和噪声几乎是全部依靠人的听觉来判断的，因此，所得到的结论会因人而异。

下面，对于发动机的噪声和异响，根据发生原因、发生条件不同时问题的表现和故障诊断时的要点来加以说明。

（1）机构不合理而产生的异响、噪声

发动机是由大量的部件组成的，各个部件在运动过程中会产生振动。产生振动的部位不一定有多余的间隙，而有间隙的部位则更容易受到冲击，从而引起噪声。如果间隙过大，超出正常的允许范围，那么就会产生严重的振动、噪声问题。

1）发动机本体的磨耗引起的噪声。一般来说主要有以下几种情况：

① 发动机低温时噪声较大。

② 润滑油黏度不足时噪声较大。

③ 油压较低时噪声较大。

④ 加速时噪声较大。

⑤ 高负荷时噪声较大。

2）噪声的种类。

① 颤动声：部件相互摩擦时产生的噪声，如传动带噪声、轴承异响。

② 敲打声：部件相互敲击时产生的噪声，如活塞敲缸声、气门落座声。

③ 其他：除以上两种噪声以外的混浊、复杂的噪声。

3）在探测故障时的注意事项。

① 各旋转部位、振动部位的声音多是合成后的结果，到底是哪部分的噪声要准确把握。

② 有间隙的部位，在运动时可能会出现敲打声。这个间隙加大的话噪声也会增加。但是，间隙有时会受温度的影响，需要特别注意。

③ 发生噪声时，某部位会在振动，需要注意部件的形状、有无反响等事项。

④ 不仅仅需要对发声部位进行检修。有些部位经过修理后暂时停止发声，但是不久又有噪声出现，这说明噪声的产生原因还包括其他部位。

4）以下的事项在检查时要重点记录：

① 怠速时能清楚地听到的声音。

② 在某个特定转速时能清楚地听到的声音。

③ 在任何转速范围都能听到的声音。

④ 怠速时所发出的噪声的主要原因和检查要点如表 7.2.1 所示。

表 7.2.1　怠速噪声的产生原因和检查要点

推测原因	噪声表现	要　　点
水泵轴承故障	嘎嘎…	○ 将听音器靠到水泵上进行检测 • 拆掉传动带，用手旋转水泵。如果手能感觉到突突的振动，那么说明轴承不好
机油泵啸叫	kiu…	○ 从机油泵密封圈外部注入发动机润滑油，或者注入防止啸叫试剂 • 噪声变小，或者消失
凸轮轴轴向窜动	嘎啦…	○ 将听音器靠到正时齿轮外罩附近检测 • 发动机温度正常后，能清晰听到声音
凸轮轴轴承磨耗	gaolao…	○ 将听音器靠近凸轮轴轴承盖附近检测 • 高转速时噪声小
气门座接触不良	kaqi…	○ 检查零间隙调整器的动作 • 将听音器靠近气缸盖的气门附近检测
气门摇臂润滑不良	ki…	○ 发动机润滑油注入后声音变小，或者消失
空气吸入声	hiu…	○ 检查空气滤清器、进气管的安装状态 • 检查可能漏气的地方

⑤ 在某个转速能清晰听到噪声时的主要原因和检查要点如表 7.2.2 所示。



表 7.2.2 固定转速噪声的主要原因和检查要点

推测原因	噪声表现	要　　点
传动带打滑	kiu…	○ 从怠速急加速时发生的声音 • 按照标准调整传动带的张力 • 检查传动带的磨耗、裂纹、附着润滑油等情况
起动机轴承或者电刷敲打声	叽叽…	○ 拆掉传动带，用手旋转起动机检查
活塞敲缸声	倥倥…	○ 发动机温度低时声音大，当温度升高后声音变小，或者停止 • 铝合金制活塞比气缸的膨胀系数大，活塞间隙变小后发生敲击 ○ 拔掉火花塞，使气缸停缸，声音变小，或者停止
连杆轴承声	倥倥…	○ 发动机温度正常，加速时，发动机下端发出较大的声音 • 发动机转速约 1000r/min 时，拔掉火花塞，声音变小，或者停止
曲轴轴承声	倥倥…	○ 发动机温度正常，加速时，发动机下端发出较大的声音 • 发动机转速约 1000r/min 时，拔掉火花塞，声音变小，或者停止 • 比连杆轴承声稍低，并且是钝音
活塞销敲击声	倥倥… 咔嗒…	○ 发动机温度正常后声音变大，比活塞敲缸声硬 • 发动机转速约 1000r/min 时，拔掉火花塞，声音变小，或者停止
飞轮盘安装螺栓松动	咔嗒…	○ 急加速时声音变大 • 与曲轴轴承的敲击声相似，能清晰听到
正时带松动	咔嗒…	○ 调整正时带的张力 • 仅在发动机冷却状态时传动带张力低时发生，温度高时不发生
正时带张力过大	咕噜…	○ 调整正时带的张力

[参考]

• 如图 7.2.5 所示，相对于温度的变化，正时带的张力也是变化的。

+20℃的初期所设置的张力，到 -20℃时张力降低 13kgf。

如果张力降低，正时带的颤动引起水泵飞轮敲击声。

如果水泵的螺栓有松动，水泵壳体的振动声会加大。

⑥ 在任何转速范围能听到的声音的主要原因和检查要点如表 7.2.3 所示。

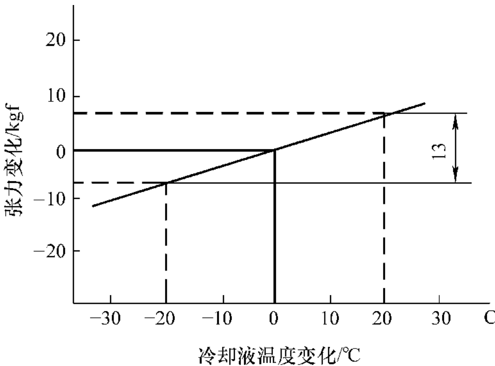


图 7.2.5 温度与张力的关系

表 7.2.3 任意转速噪声的主要原因和检查要点

推测原因	噪声表现	要　　点
零间隙调整器故障 （气门间隙过大及接触不良）	kaqi…	○ 检查间隙调整器状态 • 如果间隙调整器状态不良，将会发出较大的声音 ○ 接触不良时，会造成间隙调整器的偏磨
气门敲击声	ki…	○ 将听音器靠近气门附近检查 • 注入发动机润滑油或者防止啸叫剂，声音变小或者停止
排气泄漏	嘶嘶…	○ 检查排气系统的密封状态 • 将气缸熄火后声音变小或者停止
气缸漏气	嘶嘶…	○ 拔掉火花塞熄火检查 • 将气缸熄火后声音变小或者停止 ○ 检查气缸垫、火花塞安装孔处是否漏气 • 有漏气的地方润滑油会被吹出来

（2）不正常燃烧引起的异响、噪声

发动机不正常燃烧引起的异响、噪声，包括敲缸、飞车、后燃、回火等几种，不管是哪一种现象，都会造成发动机性能降低、燃油消耗增大等问题。

1）敲缸。在节气门全开，或者加速中发出的“吭吭”的敲打声。如果敲缸连续发生，会对活塞、气门造成恶劣的影响，甚至有可能损坏发动机。

［参考］

① 由于敲缸而引起的二次故障。

a）过热。

b）发动机过热及轴瓦损伤。

c）热效率降低，燃料消耗增加。

d）火花塞熔化。

e）活塞、气门熔化。

f）气缸垫破损。

② 敲缸的发生原因有如下几个方面。

a）火花塞不良。火花塞必须保持适当的温度（450～950℃）以实现其自我清洁。火花塞散热结构如图 7.2.6 所示。如果火花塞过热，将在过热部位形成热蚀点，引起提前点火。

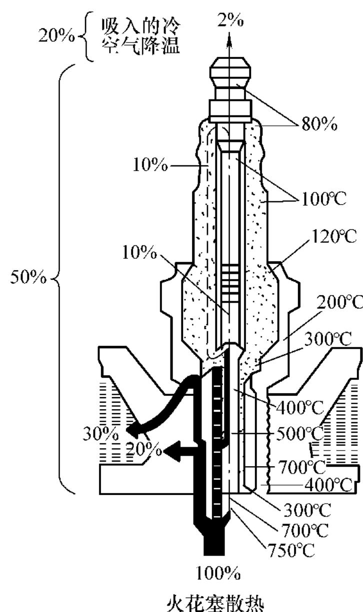


图 7.2.6　火花塞散热

b）点火提前。点火提前会使燃烧加剧，更易引起敲缸。当点火提前角过大时，即较早地喷射入雾状燃油与空气形成可燃混合气，发动机达到正常工作温度之后，此时缸内压力即使未达到正常工作压力，但缸内工作温度很容易升至燃油着火点，使缸内可燃混合气迅速燃烧膨胀，缸内压力迅速上升，此时缸内因气体迅速膨胀而使气缸燃烧压力最高点提前，造成缸内压力过大，活塞所受水平分力增加，敲击气缸壁的力增加而出现敲缸异响。

c）燃料抗爆性不足。辛烷值是燃油抗爆燃的指标，辛烷值越高，抗爆燃性越强。压缩比高的发动机，燃烧室的压力较高，若是使用抗爆燃性低的燃油，则容易发生爆燃。

d）混合气过稀。高速、高负荷时混合气如果过稀，更易发生敲缸。过稀的燃料空气混合比，会使得燃烧温度提升，而燃烧温度提高会造成发动机温度提升，空燃比不正确当然容易爆燃。

e）燃烧室积炭。如果燃烧室的某些部位积炭，会影响散热，形成热蚀点，引起提前点火。燃烧室内积炭过多时造成发动机压缩比增大，气体压力温度过高，喷射入气缸的雾状燃油遇到高温高压的气体即着火燃烧产生所谓的爆燃。爆燃时火焰以极高的速率向外传播，甚至在气体来不及膨胀的情况下，温度和压力急剧升高，形成压力波. 以声速向前推进。当这种压力波撞击气缸壁时就发出尖锐的敲缸声。

f）过载运行。如果发动机的负荷过高，则更容易发生敲缸。

发生敲缸时的检查项目如表 7.2.4 所示。



表 7.2.4　敲缸检查项目

项　　目	检 查 要 点
火花塞状态	如前所述，如果火花塞过热会容易出现敲缸，因此一定要保证火花塞的正常散热。 检查部位： ● 气缸垫是否有油污、破损 ● 气缸盖的火花塞安装孔是否有油污 ● 火花塞与气缸盖的安装状态 ● 火花塞是否为规定的类型 ［参考］ 考虑到火花塞的耐热性，经常使用具有高耐热性的火花塞。但是实际上有很多的限制条件，使用所规定的类型以外的火花塞有很大的难度
点火时间	目前的发动机都是采用电子点火控制系统，要确保最初的点火时间
燃料（辛烷值）	由于燃料的特性检查需要有特殊的设备，检查非常困难。但是可以采用一些简单、可行的替代检测手段。如果有未发生敲缸的同一型号的车辆，将两辆车的燃料互换并进行行驶测试，不合格车辆未发生敲缸，而原来正常的汽车也发生敲缸，则可以判断所使用的燃料是不合格的
混合气状态	由于确认混合气是否过稀是非常困难的，因此一般通过喷油嘴的喷雾状态来判断混合气状态
燃烧室是否积炭	如果以上检查结果都没有问题，那么需要将发动机分解，检查燃烧室内的气缸盖、排气门等部位是否有积炭

2）飞车。即使切断点火开关，燃烧室内仍然发生燃烧（爆燃）、不稳定状态的持续现象，称为飞车。

点火开关切断后，在曲轴的惯性力作用下吸出来的燃料以及在进气管内的残余燃料所形成的混合气受到压缩，受压缩后的混合气温度达到燃点后，即使火花塞不点火，也能在燃烧室内形成燃烧。这种情况与柴油机的燃烧类似，因此也称为柴油机式。

压缩混合气的温度受燃烧室壁的温度、压缩压力以及吸入的空气温度等因素影响。

因此，当温度很高，或者压力很高时，更易发生飞车。如果对于实际的使用状态，长时间的高速、高负荷行驶后，发动机处于过热状态，切断点火开关后仍然会发生飞车。

其他还有一些容易发生飞车的情况，如飞轮的惯性质量越大则越容易发生，怠速转速提高、进气受到加热等使点火延迟都会引起飞车的发生。

产生飞车现象的主要原因有如下几个方面。

① 燃料不当。燃料本身的点火温度、辛烷值较低时，只要有轻微的条件就容易发生飞车现象。

［参考］

汽油的点火温度为500℃左右，当压力升高时，点火温度会下降。

② 进气温度高。混合气在气缸内受到压缩时，进气温度升高，压缩后的混合气比汽油自身的点火温度高。另外，燃料汽化情况很好时飞车更容易发生。

③ 发动机过热。发动机过热时，燃烧室内的各处的温度过高，更容易发生飞车。

④ 节气门未完全关闭。节气门拉索调整不佳时，节气门可能处于未完全关闭状态，少

量的空气被吸入，与进气道内的残留燃料形成混合气，如果燃烧室内存在满足点火的条件，则会发生飞车。

以上所述为发生飞车现象的原因。对于 ECI 发动机，点火开关切断后，燃料也被切断，所以极少发生飞车现象。

关于飞车现象的主要检查项目如表 7. 2. 5 所示。

表 7. 2. 5　飞车现象的检查项目

项目	检查要点
节气门	• 节气门拉索安装状态下，反复踩踏加速踏板，检查节气门的开关状态
火花塞 点火时间 燃料（辛烷值） 燃烧室内积炭	与前述敲缸的检查要点相同

3）后燃。发动机制动状态下长距离行驶，或者突然松开加速踏板时，在排气管内部发生爆发性的燃烧，发出“乓…”“乓…”的声音，在排气尾管出口处甚至能见到火花，这种现象称为“后火”。有时会损伤消声器或者触媒介质。

这是由于混合气在燃烧室内未完全燃烧即排出，未燃烧的气体在排气系统内部加热，进而发生再次燃烧。

因此，发动机制动时以及换档时混合气过浓或者点火时间过迟，则容易发生后燃现象。

［参考］

• 与后燃相似的现象是放炮，都属于后燃现象，缸内燃烧在上止点附近未完成，到爆发行程终了时燃烧仍在继续。

这二者本来是有区别的现象，但是在实际中一般认为是相同的现象来处理。

产生后燃的主要原因有如下几个方面：

① 混合气过浓。如果混合气过浓，则氧含量不足，或者燃料与空气的混合状态恶化，混合气在燃烧室内不能完全燃烧，未燃烧的气体被排出，在排气管内受热后燃烧引起后燃现象。

ECI 发动机的燃油喷射时间过长时，容易发生。

［参考］

• 混合气过稀时也可能发生。发动机制动以及换档时，产生比较小的连续声音，能够听到“乓乓”“噗噗”类的声音。

② 进气管负压急剧升高时。急减速、发动机制动、换档时，进气管内负压急剧升高，混合气过浓，使充气效率恶化，如图 7. 2. 7 所示。

其结果是发动机的“高压缩比”“易燃烧混合气”这两个重要的要素不满足，使燃烧不稳定，容易引起后燃。

③ 点火时间延迟。如果最初的点火时间过迟，如前所述在爆发行程终了时燃烧仍在继续，从而引起放炮现象（图 7. 2. 8）。

④ 点火系统不良。如果点火系统工作状态不良，未燃烧气体被排出，在排气管内再次燃烧，形成后燃。



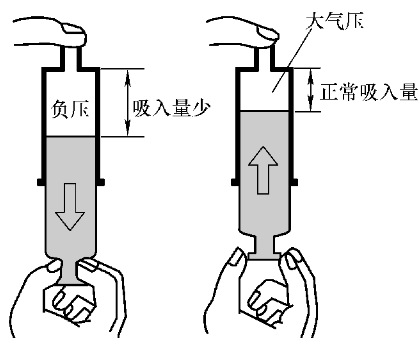


图 7.2.7　充气效率

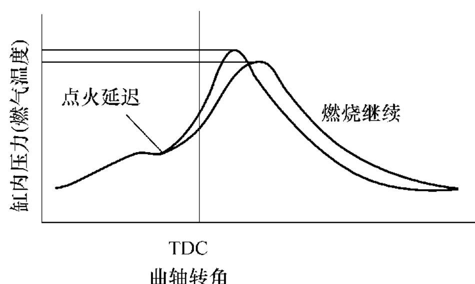


图 7.2.8　点火时间延迟时的缸内温度

关于后燃发生时的主要检查项目如表 7.2.6 所示。

表 7.2.6　后燃的检查项目

项　　目	检查要点
燃料及进气系统	当混合气过浓时，需要进行相关的调整 ● 空气滤清器滤芯堵塞 ● 喷油嘴的动作 ● ECI 系统的控制系统
火花塞状态 点火时间	与之前的敲缸的检查内容相同 ● 火花塞是否是规定型号 ● 2 次回路是否有污染、损伤 ● 最初点火时间的检查

4）回火。燃烧在爆发行程中没有结束，在下一个循环中，进气门打开，吸入的混合气点火，在进气道部位的混合气开始燃烧，产生回火现象。

有时候回火会产生“乓乓”声音，使用化油器式发动机的汽车，甚至可能在化油器及空气滤清器处发生火灾。

一般来说，化油器式发动机检查气门的误动作、故障或者状态不佳时回火多有发生。

产生回火现象的主要原因如下几个方面：

① 混合气过稀。如果混合气浓度过稀，如图 7.2.9 所示，火焰传播速度变慢，燃烧室内的燃烧在爆发行程中未完成，从而持续到下一个循环，产生回火现象。

② 气门开启或者点火时间紊乱。因为某些条件使发动机点火紊乱时，引起回火，会造成发动机不工作。

③ 热蚀。如果出现热蚀，如前面所述的敲缸一样，燃烧室内有强烈的热蚀时，进气冲程即点燃混合气，燃烧在进气道内发生，引起回火。

关于回火的主要检查项目如表 7.2.7 所示。

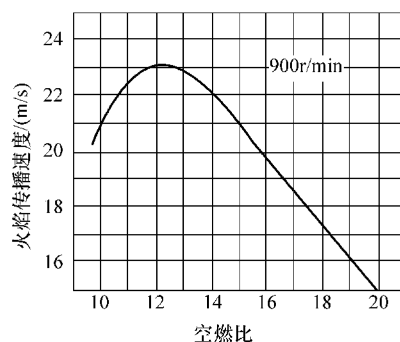


图 7.2.9　空燃比与传播速度的关系

表 7.2.7 回火的检查项目

项　目	检查要点
燃料及进气系统	当混合气过浓时，需要进行相关的调整 ● 空气滤清器滤芯堵塞 ● 喷油嘴的动作 ● ECI 系统的控制系统
点火时间	点火时间是否有延迟现象 （参照之前的敲缸）
气门开关时间	是否有点火紊乱现象

［参考］

如图 7.2.10 所示，是改变最初点火时间（怠速时点火时间）时，发动机的旋转速度和噪声级别在无负荷、全负荷时的关系。

无负荷时点火时间对发动机噪声的影响几乎没有，而在全负荷时却很明显，如果点火时间过早，发动机噪声增大（点火角由 20°BTDC 调整到 15°BTDC，即 5°的延迟改变，会有 2dB 的降噪效果）。

如上所述，当发动机噪声成为较严重的问题时，调整发动机的基本参数，即调整点火提前角是最常规的项目。

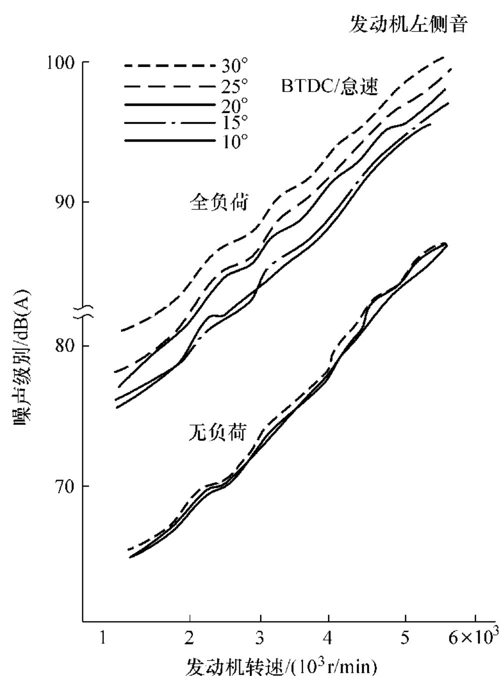


图 7.2.10　点火时间的影响

二、发动机悬置

发动机悬置虽然是很小的零部件，但是对振动、噪声的影响非常大。

发动机悬置最主要的作用是支撑动力总成的重量，在设计上，悬置的重量支撑方式、弹簧刚度、衰减性能等是需要重点讨论的内容。但实际上在调整发动机悬置的时候，悬置的位置、形状等要素是很难改变的，因此需要在设计及制造阶段对悬置进行最佳的选择。

1. 发动机悬置的功能

对于前置前驱汽车，驱动反力直接通过驱动轴作用在变速器的差速器上，发动机悬置会受到很大的力。因此为了控制发动机及排气管的位移，悬置需要有一定的刚度。

另一方面，在怠速及中高速工作范围内，为了降低振动、噪声，又需要悬置很软，以隔断振动的传递。

V 形发动机的悬置，为了平衡这两个相反的特性，一般采用比较出色的惯性主轴布置方式。

另外，对于高功率、大转矩的 V6 发动机，刚软兼备的大型减振垫，以及急加速时通过悬置来降低向车身传递的力而采用的发动机减振器，在怠速和加减速时的冲击、抖动等是相互对立的性能。



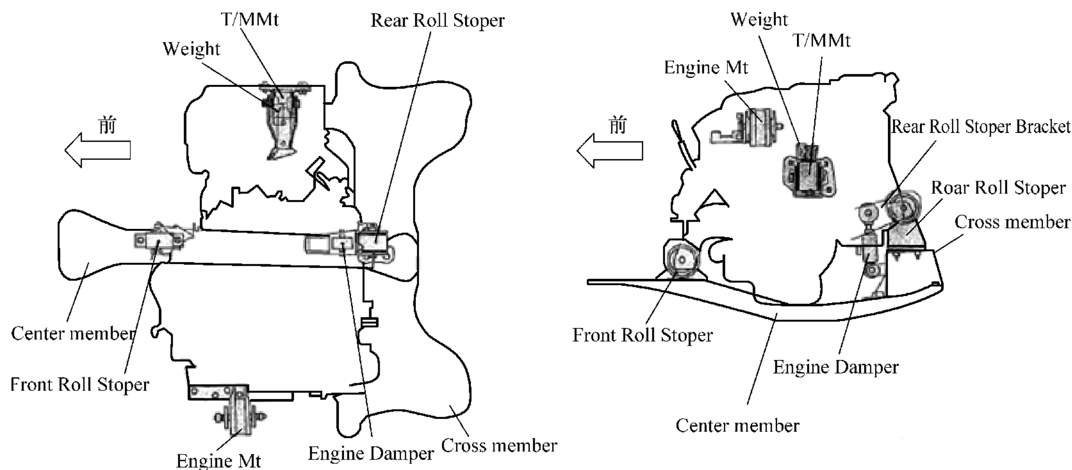


图 7.2.11　发动机悬置示意图

2. 修理时的要点

对悬置进行检查和修理时，应该根据所发生的振动噪声现象进行。详细内容如表 7.2.8 所示。

表 7.2.8　悬置的修理要点

故障现象	原因	处置
发动机侧倾振动大（发动机为正常状态）或者加减速时冲击大	减振橡胶处有裂纹或者支架破损	首先目视检查，如有需要更换新件
	发动机减振垫不良	减振垫的安装状态及润滑油的有无，如有需要更换新件
	螺栓松动	拧紧
怠速时及平常行驶时振动大（转向盘及地板振动大）	悬置橡胶扭曲或者护套接触	松开悬置螺栓，调整橡胶状态，然后再拧紧螺栓
	减振橡胶硬化或者变质	目视检查有明显变质时，更换新件
异响	减振橡胶处有裂纹	更换新件
	支架有破损	
	螺栓松动	拧紧

［参考］

● 发动机悬置是通过螺栓将发动机本体与车身连接在一起的，如果有安装错误或者使用了错误的零部件，则吸收发动机振动冲击的能力降低，发动机的振动通过悬置向车身传递而没有经过有效的衰减，从而发生轰鸣声、车身振动等各种各样的问题，在检修时一定要充分重视。

三、进、排气系统

汽车进、排气系统振动和噪声，包括消声器发出的排气噪声，空气滤清器、进气谐振腔的共鸣噪声等，图 7.2.12 所示为进、排系统结构示意图。另外，由于进、排气系统直接与发动机连接，因发动机的振动而使排气管、空气滤清器等产生共振，成为轰鸣声、异响的主要原因。

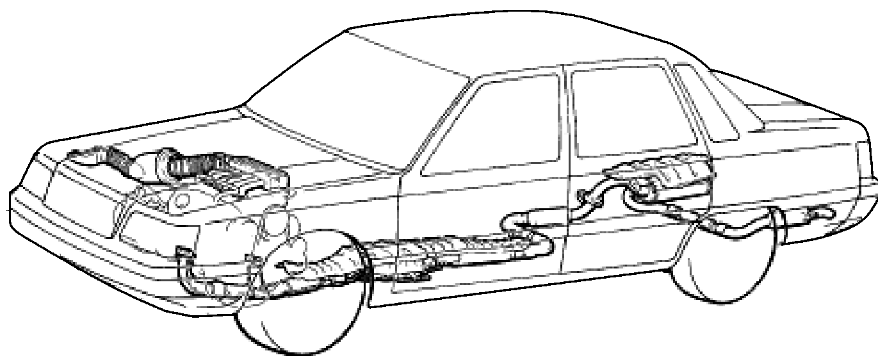


图 7. 2. 12　汽车的进、排气系统

1. 进气系统

进气系统振动噪声和相关部位的特性

进气系统相关的振动噪声现象及检查项目如表 7. 2. 9 所示。

表 7. 2. 9　进气系统相关的振动噪声现象

部位	重要部件	检查项目	振动噪声现象	设计上的特性
	空气滤清器 进气管	变形 空气泄漏 护板的安装	进气噪声 ● 发动机透射声 ● 轰鸣声	消声特性 （衰减性能）
			空气滤清器的颤动声（异响）	各部位的刚度
	进气谐振腔	安装方式	进气谐振腔膜振动而产生的颤动声	各部位的刚度

2. 排气系统

排气系统由排气管、三元催化器、消声器等部分构成，前端与发动机相连接，并通过多个吊挂连接到车身上。详细结构如图 7. 2. 13 所示。

排气系统的振动、噪声大致可以分为：

1）因排气管及其支持系统的振动传递引起的振动、噪声。

2）以排气吐出声为代表的排气异响。

3）其他异响。

以下对这些振动、噪声加以详细说明。

（1）排气管及其支持系统的振动

排气管又细又长，其弯曲刚度、扭转刚度低，另外，排气管上还集中了多个质量较大的部件，如前消声器、主消声器、三元催化器等，因此弹性振动问题显著。



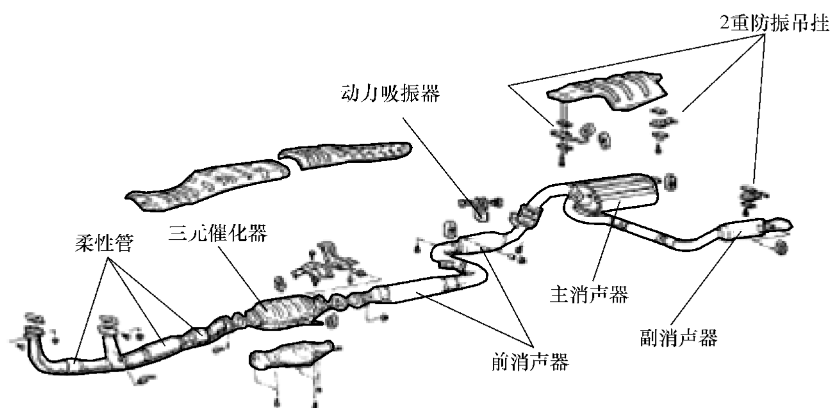


图 7. 2. 13　排气系统构造

这些振动模态分散在低频到高频的宽频范围内，支持部位（车身侧）的衰减性能非常小，对车内的噪声有着非常重要的影响，对怠速振动也有着非常大的相关性。

1）排气系统振动的激励源。

① 发动机振动。气缸内的气体爆发压力及往复惯性力引起发动机的振动，经过排气歧管传递到排气系统。

② 排气管内部的声波能量。排气脉动作为激励源，受排气管内的空气声学特性的影响，对排气管施加激励。

③ 簧上、簧下振动。车辆行驶过程中，簧上、簧下振动等较低频的振动会经过排气吊挂向排气系统传递。

④ 动力总成振动。动力总成的刚体振动会经过排气歧管传递到排气系统。

2）排气吊挂。排气吊挂在将排气管固定在车身上的同时，还是排气系统振动向车身传递的主要通道，由减振橡胶圈和支架组成。

从支撑排气系统重量的方面来说，排气吊挂的位置分布希望能使排气系统的重量分担均匀，而从防振的角度来说，应该设置在排气管的模态节点位置。

如图 7. 2. 14 所示，排气系统存在着很多的模态，对于这些模态来说，其节点的位置都是不同的，一般来说，主要选择在主消声器等重量较大的部件附近。

排气吊挂的位置和橡胶刚度对车内的噪声有着非常大的影响，需要保证所选位置的车身侧的振动特性和排气系统的动态特性不会出现耦合现象，在设计、制造及整改过程中，对排气系统、车身的振动特性进行优化。

二级防振吊挂对减少排气系统振动向车身的传递非常有效果。

图 7. 2. 15 为排气吊挂结构示意图，吊挂支架通过橡胶安装，能够降低排气系统传来的振动，进而改善车身地板共振引起的车内噪声（300Hz 附近的轰鸣声）。

［参考］

如果二级防振橡胶安装错误，会改变吊挂支架的振动特性，有可能发生轰鸣声，因此在安装时要特别注意。

3）柔性连接管（波纹管）。由于排气管是与发动机排气歧管直接连接的，容易受发动机的侧倾等的激励而振动。

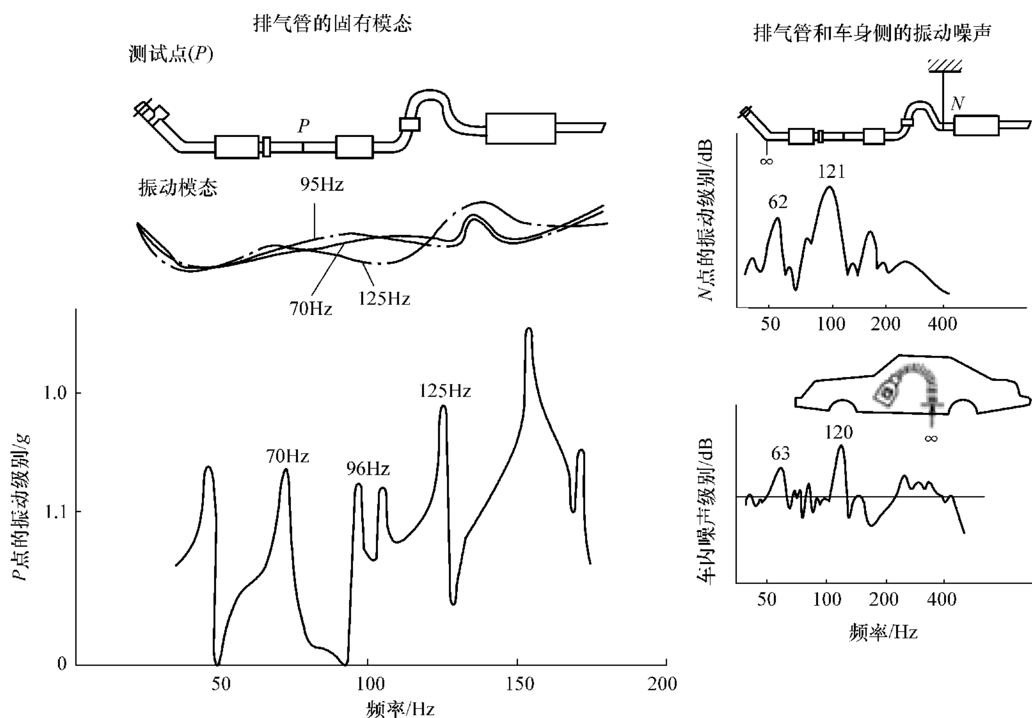


图 7. 2. 14　排气管振动与车内噪声

一般发动机横向布置的车辆上都装有柔性连接管，如图 7. 2. 16 所示为常用的波纹管，它能够吸收发动机传递来的振动，降低排气管的振动，避免排气管与其他连接部位的共振。

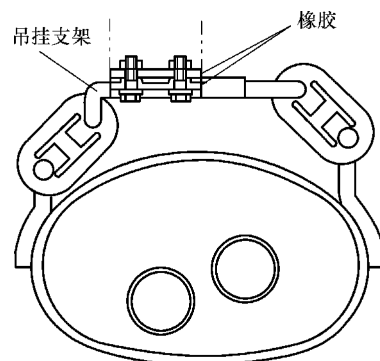


图 7. 2. 15　排气吊挂结构

4）动力减振器。为了控制排气管的振动，改善轰鸣噪声和地板的振动，在某些排气系统上安装了动力减振动器，如图 7. 2. 17 所示。

［参考］

如果不安装动力减振器，在发动机 2200 ~ 2500r/min 范围内地板的振动可能会引起车内的轰鸣噪声。

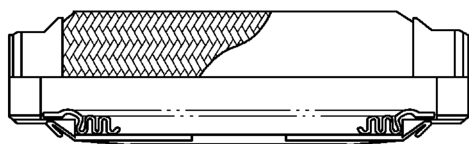


图 7. 2. 16　波纹管

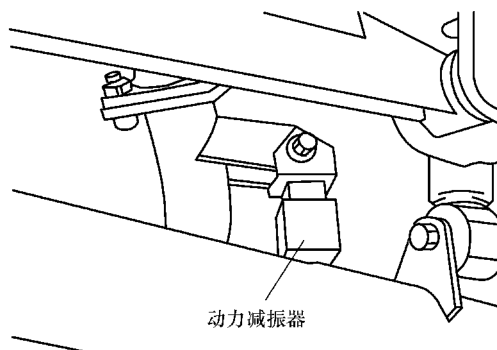


图 7. 2. 17　动力减振器



5）基于振动的现象和检修要点。

① 车内噪声（轰鸣声）。排气管的振动经过吊挂及发动机悬置向车身传递，引起板件的振动，产生噪声。有时难于判断车内的轰鸣声是由排气管的振动造成的，还是由其他的原因造成的。可以依次将吊挂拆除，同时观察车内噪声的变化，可以初步判断哪一个吊挂是主要的传递路径。

② 车内噪声（嗡嗡声）。相对于一般的轰鸣声，嗡嗡声的频率要稍高些，接近于纯音。

这种现象一般是由于排气吊挂的二级防振结构因为安装不当而引起的，修理时，将吊挂支架拆掉，调整橡胶减振垫的变形，或者更换新部件。

③ 车外噪声（异响）。排气管、排气管外筒、排气管上安装的隔热板等部件，如果有共振发生，会成为放射声源，发出放射噪声。

这些现象通过发动机空转运行即可发现，首先需要确认发生部位，针对具体情况进行松动螺栓的拧紧、部件干涉调整等。

④ 怠速振动。发动机也受到排气系统振动的影响。如果排气管发生了严重的变形、波纹管断裂等故障，排气系统的振动特性发生改变，会引起怠速振动。

如果出现了上述情况，要及时对损坏的零部件进行修理、更换。

（2）排气噪声

排气噪声包括①吐出声；②排气管外壁的放射声；③消声器及管道的透射声等几种。它对车内噪声、车外噪声有着很大的影响，如图 7. 2. 18 所示。

其中的吐出音是由脉动声、管道内的空气共鸣声、气流噪声等几部分构成的。

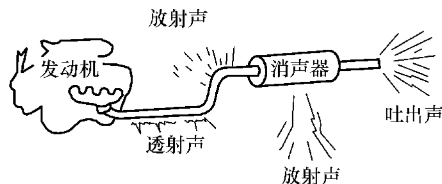


图 7. 2. 18　排气噪声构成

1）排气噪声激励。

① 吐出声。

a）脉动声。在每个排气行程，通过排气门所发生的持续的气体吐出噪声，与发动机的旋转速度和气缸数有关，是具有周期性的噪声。

假设气缸数为 Z，发动机旋转速度为 N（r/min），则频率为：

$$f = 0.5 \cdot Z \cdot N/60 \text{（4 冲程发动机）}$$

上式为吐出噪声的基本频率成分，另外还有 n 次高频（一般 1～3 次）为主体的噪声。

b）气流声。高速气流通过排气管内部的细长通道时，会发生乱流，在尾管开口处向大气排放，此时会产生很高的气流噪声。

② 放射声。发动机的振动及排气压力变动作为激励源，引起管道的振动，在排气管的外壁、消声器外壁、隔热板等处发出放射噪声，频率较高，一般为 300～5000Hz。

③ 透射声。脉动声及气流声能够通过消声器、管道等处透射出来。

2）修理上的要点。在排气噪声中，对车外噪声的影响因素包括消声器的破损、排气泄漏等。排气吐出声会通过车身板件透射，在车内形成轰鸣声。此时，对车门、行李箱的安装刚度、后角窗附近的内饰板等遮声材料进行确认，对有间隙的地方进行整改。

另外，由于排气透射声而形成的车内轰鸣声，将排气吊挂拆除，声音也不会消失，可以从振动传递率来考虑和整改。

四、自动变速器

自动变速器的油泵动作及各齿轮（行星齿轮、换档齿轮等）相互啮合时所产生的振动引起变速器壳体的共振，经过悬置等路径引起车内噪声（齿轮噪声）。另外，液力变矩器的不平衡过大时，或者液力变矩器内部的液体脉动，都有可能造成轰鸣声、差拍声（差拍振动）等问题。下面对这些现象的发生原因加以总结。

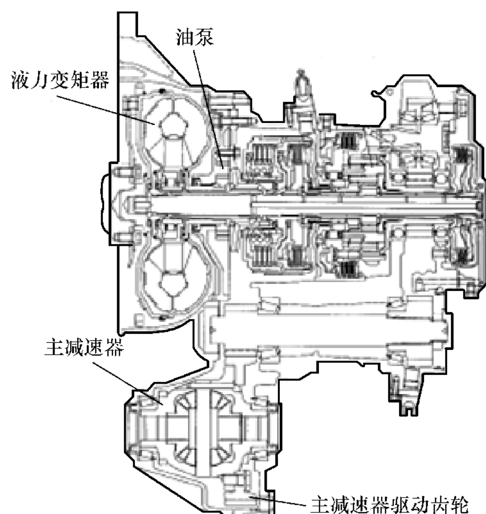


图 7.2.19　自动变速器构造示意图

1. 振动噪声的发生原因

表 7.2.10 详细列出了自动变速器上常见的振动噪声现象及发生原因。

表 7.2.10　自动变速器振动噪声的发生原因

振动噪声现象	发生原因
差拍声（差拍振动）	因液力变矩器（旋转体）的不平衡而引起的振动以及液力变矩器内部的液体脉动
变速器噪声	作为油压控制系统的油泵的动作（齿轮啮合）以及油压而引起的阀门、弹簧的振动
变速器齿轮噪声	变速器齿轮以及动力传递齿轮之间啮合误差
差速器噪声	终端齿轮的啮合误差产生的转矩变动，使齿轮相互之间敲击而产生的冲击力

2. 修理时的要点

表 7.2.11 所示为自动变速器振动噪声问题的修理要点。

表 7.2.11　自动变速器振动噪声问题的修理要点

故障现象	发生条件	主要原因	处置
齿轮噪声、异响 ● 蜂鸣声 ● “gao”声 ● “嚓嚓”声	N 位、P 位时发动机空转状态时发生（其他档位的空转时也可能发生）	油泵的齿轮啮合不良（齿面的损伤、磨耗）	目视检查油泵齿轮，测量齿轮的间隙，如有需要更换总成
	最高档位以外时的加速、减速、定速时都有可能发生	行星齿轮的啮合不良（齿面的损伤、磨耗）	目视检查行星齿轮，如有需要更换总成



（续）

故障现象	发生条件	主要原因	处置
齿轮噪声、异响 ● 蜂鸣声 ● “gao” 声 ● “嚓嚓” 声	加速、减速、定速时都有可能发生	转换器惰轮和主动齿轮以及被动齿轮的啮合不良（齿面的损伤、磨耗） 转换齿轮和差速器齿轮的啮合不良（齿面的损伤、磨耗） 差速器齿轮与小齿轮的啮合不良	目视检查转换器惰轮和主动齿轮，如有需要更换总成。 测量差速器齿轮与小齿轮间隙，如有需要进行调整
		转换器各轴承的损伤、磨耗及烧蚀	检查转换器及差速器各轴承是否有损伤、旋转故障、异响等，如有需要进行更换。 测量差速器各轴、转换器轴的状态，如有需要进行调整
异响 ● “叽” 声 ● “xiu” 声 ● “bi” 声	N 位、P 位、R 位怠速时发生	阀门以及阀门弹簧的振动声	检查液压的级别以及是否有污染 检查阀门内的动作是否合格以及各弹簧的状态，如有需要进行更换
差拍声 轰鸣声 “嗡嗡” 声 “bong” 声	车辆在高速公路上以一定的速度行驶以及在最高档缓加速、缓减速时发生	液力变矩器的不平衡	检查液力变矩器的不平衡，如有需要进行更换

五、前驱动桥

前驱动桥的驱动力向车轮传递的同时，还要支撑旋转体车轴、轮胎，结构如图 7. 2. 20 所示。

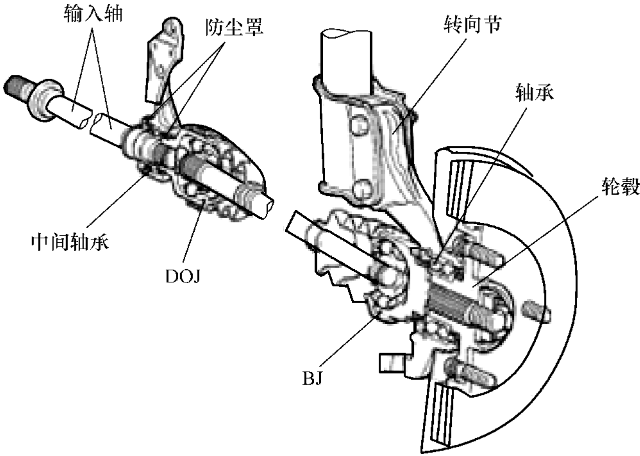


图 7. 2. 20　前驱动桥构造示意图

在发动机的转矩变动、轮胎激励的作用下产生弯曲、扭转振动，经过悬架系统向车身传递，诱发轰鸣声、差拍声等问题。在这些传递路径中驱动轴、转向节、轴承等的影响尤为重要，对这些部件需要精心设计和调整。

1. 与前驱动桥相关的振动、噪声现象

与前驱动桥相关的振动噪声现象及发生原因详细介绍如表 7. 2. 12 所示。

表 7.2.12　与前驱动桥相关的振动噪声现象及发生原因

振动噪声现象	发生部位	发生原因
轰鸣声 差拍声	驱动轴	驱动轴共振以及转向节部位的激励而引起的，一般在行驶过程中发生
沉闷声	驱动轴	汽车在前进时，螺栓的松动以及弹簧、万向节部位的间隙、轮毂和驱动轴之间的间隙
车身振动 （摆振）	轴承	轮胎、车轴的平衡性很好，但是由于轴承的间隙而引起的偏心造成整体性的不平衡
	轮毂	轮毂的摇摆引起轮胎、车轴的振动，在行驶过程中使车身振动
	驱动轴	万向节部位由于打滑而失效，在行驶过程中发生

2. 驱动轴

对于独立悬架，发动机和车轴的相互位置关系在行驶过程中是变化的，对位于其间的驱动轴的振动、噪声有很大影响。

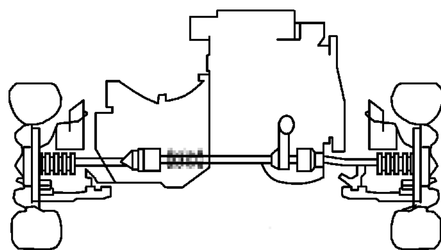


图 7.2.21　驱动轴

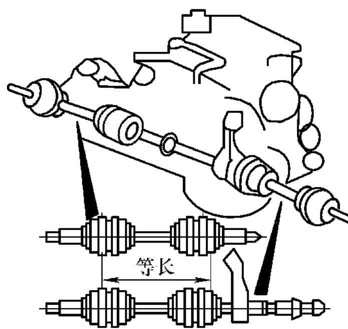


图 7.2.22　驱动轴结构

在一些高级车辆上采用了传递效率高、振动和噪声低的 BJ－DOJ 等速万向节的驱动轴。

在发动机、悬架的设计上要充分讨论，驱动轴的万向节夹角尽可能小，采用中间轴承，保证左、右驱动轴等长，尽量避免驱动轴的共振，以降低振动噪声。

驱动轴两端的万向节处有夹角，驱动轴有旋转时，会产生轴向力及力偶。这些激励随着输入轴和输出轴之间夹角的增大而增加。

如果产生上述激励，与发动机的激励一起会引起轰鸣声、差拍声等问题。

3. 车轴轴承

前驱动桥的轴颈部位经常受轴向载荷及径向载荷的作用，在旋转的轴颈的内、外轮轨道面上产生磨耗，引起异响等问题。

在一些高级车所使用的轴承上，采用了滚动摩擦抵抗力小、轴向载荷和径向载荷承担能力高的向心推力球轴承。

4. 修理上的要点

与前驱动桥相关的振动、噪声现象如下几方面，在检修时要重点关注。

1）轮毂轴承的间隙、磨耗、损伤。

2）驱动轴防尘罩。



3）螺栓松动。

六、轮胎、车轴

车辆在行驶过程中振动、噪声的激励源有很多，大致包括路面的凸凹不平、轮胎、车轴、发动机动力传递系统等。其中路面的凸凹不平的冲击力首先传递到轮胎，引起轮胎的振动，因此，和路面的凸凹不平程度及轮胎有着很大的关系。总之，轮胎对汽车振动、噪声有着非常重要的影响。

但实际上轮胎对于振动、噪声的影响并没有得到很高的重视，相反在设计过程中对悬架、车身等各部件的振动、噪声特性给予了相当大的关注，并采取了最佳的设计方案。轮胎在汽车使用过程中因为磨耗以及用户对轮胎性能的偏好等因素，需要经常更换。结果造成轮胎的不平衡、偏差率以及材料不均等影响轮胎性能的情况发生，有可能造成振动、噪声问题的加剧。

1. 轮胎的构造

（1）斜交式轮胎

斜交轮胎又称普通结构轮胎。指胎体帘布层和缓冲层相邻层帘线交叉，且与胎面中心线呈小于90°角排列的充气轮胎。这种轮胎纵向刚性好，适于在普通路面上中速行驶。

（2）子午线轮胎

子午线轮胎胎体的帘线与外胎断面接近平行，像地球子午线排列，帘线角度一般为0°，胎体帘线之间没有维系交点，当轮胎在行驶过程中，冠部周围应力增大，会造成周向伸张，胎体成辐射状裂口。因此子午线轮胎的缓冲层采用接近周向排列的帘线层，与胎体帘线角度成90°相交，形成一条几乎不能伸张的刚性环形带，把整个轮胎固定，限制轮胎的周向变形，这个缓冲层承受整个轮胎60%～70%的内应力，成为子午线轮胎的主要受力部件，故称之为子午线轮胎的带束层。

（3）带式斜交轮胎

具有斜交式轮胎和子午线轮胎的综合特性，胎体帘布层为斜交式的，在其上面填充两层玻璃纤维或者不锈钢环带。这种轮胎有着与斜交式轮胎相近的乘坐舒适性，和与子午线轮胎相近的耐磨性及操纵稳定性。图7.2.23为常见的几种轮胎构造示意图。

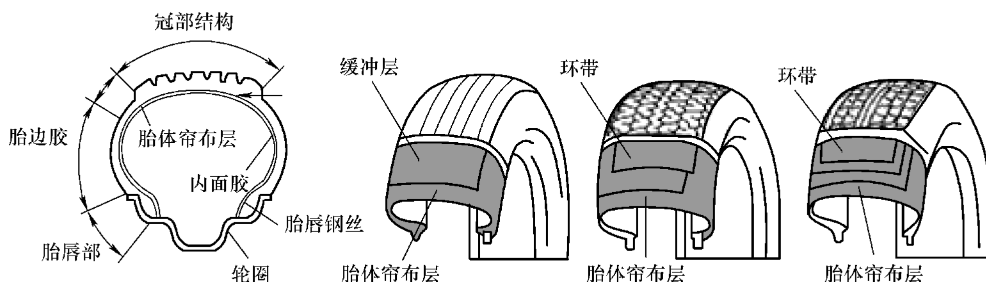


图7.2.23 轮胎构造示意图

2. 轮胎与振动、噪声

轮胎与振动、噪声的关系，必须从以下三种情况下考虑。

1）轮胎产生强制振动激励时。轮胎自身的振动。

2）路面的凸凹不平引起的轮胎振动（弹性振动）。路面的凸凹不平激励。

3）轮胎胎纹的泵气效应。轮胎自身噪声。

由上述原因产生的振动、噪声现象有很多种情况，对于每一个具体的问题，轮胎所表现出来的特性是不同的，如图 7. 2. 24 所示。

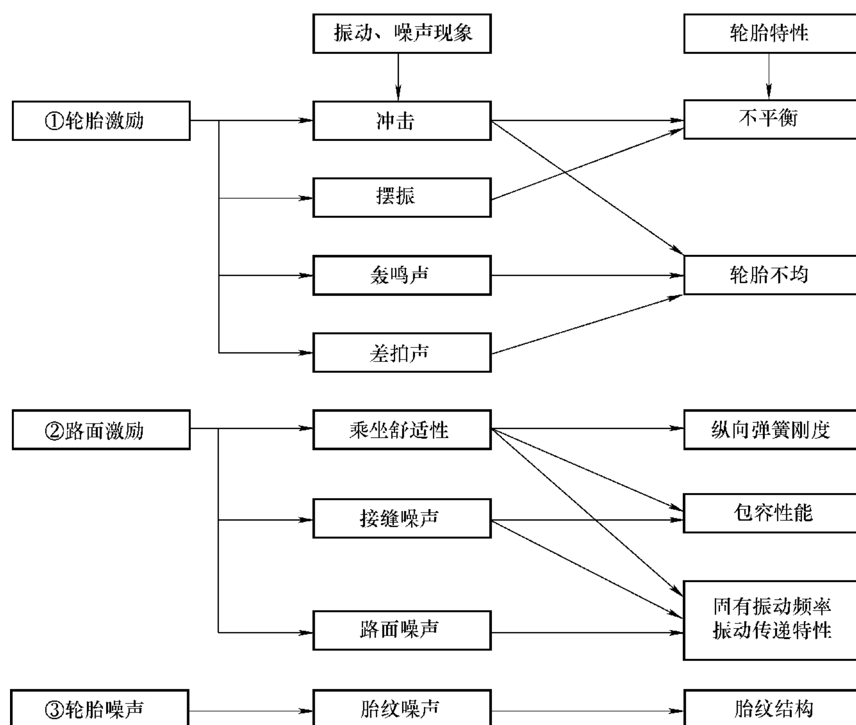


图 7. 2. 24　轮胎与振动噪声的关系

3. 轮胎特性

（1）不平衡

如果轮胎在圆周方向上的重量分布不均，那么就会在车轴处产生不平衡力矩，称为轮胎不平衡。像轮胎这种旋转结构如果存在不平衡，那么在轮胎旋转 1 周时会产生 1 次振动，成为冲击、摆振的形成原因。

轮胎的不平衡主要是在制造过程中结构材料的误差造成的，在轮胎、车轮的组装过程中，车轮的不平衡及轮胎的不平衡会产生综合影响，如图 7. 2. 25 所示。

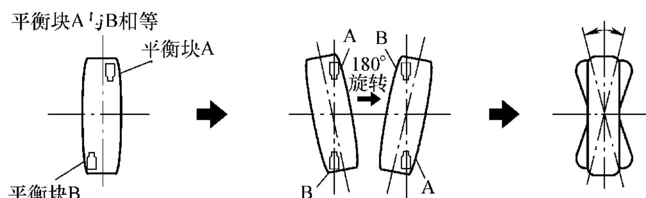


图 7. 2. 25　轮胎的不平衡的影响

（2）轮胎不均

轮胎表面上看来是圆的，但是实际上在其结构及材质上，在设计、制造过程中不可避免地有不均匀性存在。

从广义来说，轮胎的重量、内部刚度以及尺寸上的平均性称为轮胎的均一性。



重量的平均性称为平衡性，尺寸的平均性称为真圆度，通常的均一性一般指刚度。

判断刚度的均一性时，将轮胎放置在旋转鼓上，保持旋转鼓的旋转轴与轮胎轴一定的距离，使旋转鼓旋转，测试轮胎与鼓面接触位置的反力。共包括以下几种类型的力（图7.2.26）：

1）RFV（radial force variation）。半径方向激励变动。

2）LFV（lateral force variation）。横向激励变动。

3）LFD（lateral force dimension）。横向激励平均值。

4）STV（steer torque variation）。转向盘力矩变动。

以上各种激励的变动量较小时则说明轮胎的均一性好。

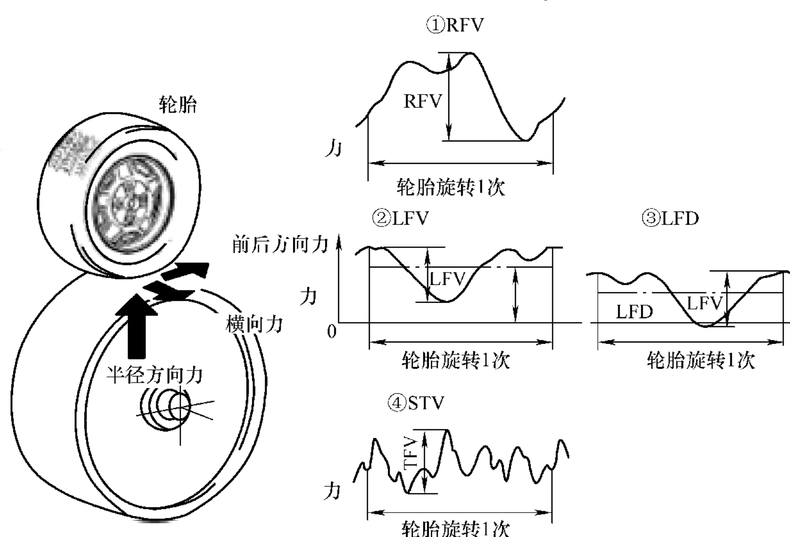


图 7.2.26　轮胎激励

在这些激励中，RFV 是产生振动噪声最大的因素。

RFV 激励受轮胎内气压、负载、轮胎材料等因素影响有细微的变化，其测试结果如图 7.2.27 所示。

在轮胎旋转 1 周内具有一个峰值 1 次成分，旋转 1 周内有两个峰值的 2 次成分等。

其中 1 次成分与不平衡力矩一样都是车身冲击的主要影响因素，2 次以上（特别是 4 次、8 次）的成分则对轰鸣声、差拍声的贡献较大。

（3）纵向刚度

轮胎的弹性刚度是决定汽车乘坐舒适性的最主要的因素。轮胎的弹性刚度是由轮胎的构造及形状所决定的，特别是气压的影响最大。

轮胎的弹性刚度一般来说越小则乘坐舒适性越好。表 7.2.13 为弹性刚度的影响因素。

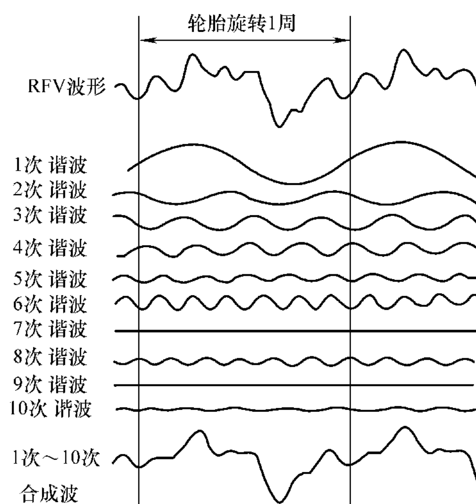


图 7.2.27　轮胎激励成分构成

表 7.2.13　轮胎的特性参数

项　　目	效　　果
气压	影响最大，当气压为 0.1MPa 时弹性刚度相当于 10kg/mm，横向的弹性刚度影响较小
载荷	当气压一定时，载荷越大则纵向弹性刚度也越大（纵向弹性刚度为非线性）
宽度	轮胎宽度越大，则横向的弹性刚度也越大
轮胎形状	扁平轮胎比普通轮胎的横向的弹性刚度都大
胎纹形状	胎纹表面越平则纵向弹性刚度越大
胎体帘布层数量	帘布层数越多则横向的弹性刚度越大
胎体帘布层角度（胎冠部位帘布层在圆周方向的角度）	帘布的走向角度越接近于轮胎的圆周方向，则横向的刚度越大。乘用车轮胎的纵向弹性刚度相当于 0.2～0.3kg/mm

（4）包容性能

当车辆通过道路上的接缝时，轮胎胎面能够将突起部分包围起来，以达到吸收冲击的目的。

通常，以车辆通过突起时的轮胎反力的大小来评价。

胎面的包容性能对接缝噪声的影响非常大。

子午线轮胎的胎纹刚度大，这容易弯曲变形，如图 7.2.28 所示，轮胎的包容性较差。

（5）固有振动频率与振动传递特性

在轮胎胎面上的某一点处施加激励，当激励的频率较低（30Hz 以下）时，只是在施加激励的位置产生振动，当激励频率提高时，轮胎整体开始振动。例如，用锤子敲击轮胎时发出的声音，与轮胎的弹性振动有关，路面的凸凹不平对轮胎施加强制激励时所发生的“接缝噪声”“路面噪声”等的影响非常大。如图 7.2.29 所示，是在轮胎表面任意一点敲击时，轮胎的自由振动情况。

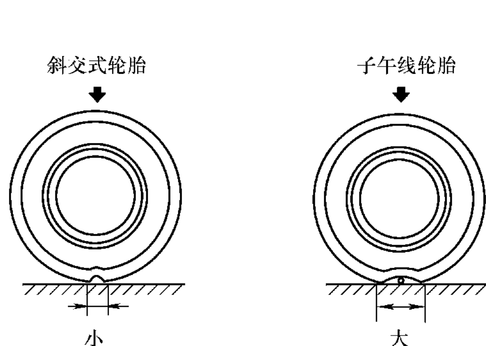


图 7.2.28　轮胎类型与接地长度

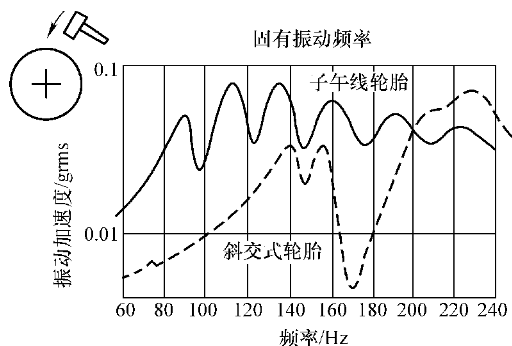


图 7.2.29　轮胎的固有振动

从轮胎与地面接触的点传递来的激励和车轴的振动输出激励之比（即振动传递率），与激励频率之间的关系，称为振动传递特性，轮胎的振动传递特性在很宽的范围内都有着明显的不同。如图 7.2.30 所示，是使用激振器在固定轮胎上施加激励时所测试得到的振动传递率。

从轮胎的固有振动例子中可以看到，斜交式轮胎和子午线轮胎的一阶模态固有频率各不相同，分别位于 90Hz 和 140Hz 附近，这是由它们的构造不同造成的。子午线轮胎的接缝噪



声性能低于斜交式轮胎，是由于在第一阶模态（90Hz）附近的振动传递率大的缘故。相反，斜交式轮胎比子午线轮胎的路面噪声严重，是因为在 140Hz 附近的第一阶模态处的振动传递率大。

（6）胎纹形状

汽车轮胎的胎纹形状有多种多样，按照基本系列划分，如图 7.2.31 所示。

轮胎胎纹引起的胎面噪声，是因为轮胎在转动时，胎纹的沟槽反复变形，沟槽内的空气流动而引起了泵气噪声，以及胎面与地面接触时产生的连续敲打声。

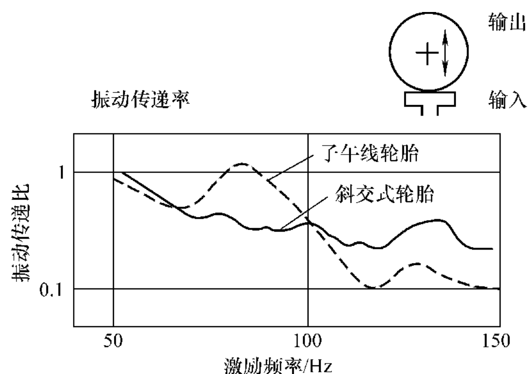


图 7.2.30 振动传递率

基于以上的发生原因，如果轮胎表面没有胎纹，即光滑轮胎则不会产生胎纹噪声；其次，在轮胎圆周方向上具有连续沟槽的罗纹式、蛇形沟槽胎纹的轮胎的噪声则较高。

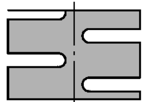
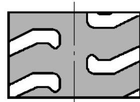
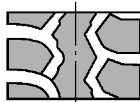
凸缘式胎纹由于与前进方向几乎成直角，所以胎纹噪声是最高的。

胎纹的表面形状、沟槽的深度、沟槽的形状等条件是影响胎纹噪声的重要因素。

相同的基本构造、相同胎纹的轮胎，例如同样具有斜交式胎纹的罗纹轮胎，即使是不同的制造商或者品牌，相互之间的噪声级差是很小的。

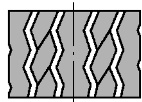
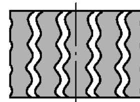
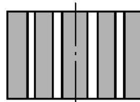
(1)凸缘胎

直角(斜交) 普通(斜交) 子午线

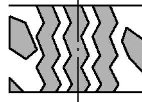
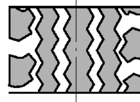
(2)罗纹胎

斜交式 子午线 直纹

(3)罗纹凸缘胎

斜交式 子午线

(4)方块胎

斜交式雪地胎 子午线雪地胎




图 7.2.31 轮胎胎纹形状

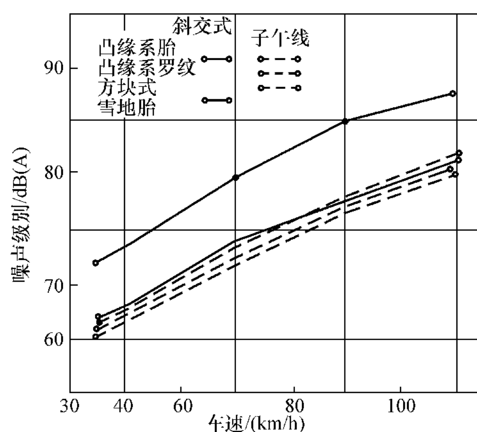


图 7.2.32 不同类型轮胎的噪声

从轮胎的构造上来看，子午线轮胎中插入了刚度较高的环形钢带，与地面接触部位的变形很小，而斜交式轮胎相对来说接地面的变形就很大，因此后者的泵气噪声要高于前者。

4. 修理上的要点

以下三个方面与轮胎的振动噪声相关，需要加以重点关注：

1）摇摆、平衡的优劣。

2）均匀性的优劣。

3）胎纹种类。

七、悬架

悬架系统的振动、噪声与乘坐舒适性、接缝噪声等有着很大的关系，乘员对它的感觉非常敏感。因此，弹簧的刚度及衬套的柔软程度等必须认真对待。但是如果过于重视乘坐舒适性指标，会造成刚度过低，反过来会影响操纵稳定性。因此，对这些相互矛盾的性能在设计阶段就需要充分考虑，以达到最佳的平衡点。

某些汽车的前悬架是麦弗逊式独立悬架，通过衬套和减振垫弹性支持，采用双减振垫及偏心式弹簧，后悬架采用刚度较高的拖曳臂式三连杆和大直径衬套的组合形式。这种结构使悬架的刚度高，与车身配置的悬置需要准确设计，在不损失操纵稳定性的前提下，提高乘坐舒适性。

1. 与悬架相关的振动和噪声

1）与悬架相关的振动和噪声现象如表 7. 2. 14 所示。

表 7. 2. 14　与悬架相关的振动和噪声现象及产生原因

振动和噪声现象	产　生　原　因
乘坐舒适性： 俯仰 侧倾 跳动	弹簧及其支撑的簧上质量所构成的振动系统，根据车辆受到的各种力的作用而产生共振（与减振器也有关系）
接缝噪声	车辆通过铺装道路的接缝及突起时，轮胎受到的前后、上下方向的激励通过悬架向车身传递
路面噪声	轮胎的振动经过悬架向车身传递
冲击	轮胎不平衡等强制激励频率与簧下振动模态耦合时，所产生的激励通过悬架向车身传递
摆振	轮胎传递来的不平衡激励经过悬架后，没有经过充分的衰减。

2）乘坐舒适性的分类和主观感受。车身的振动会带给乘员什么样的感受，即乘坐舒适性，其关键是乘员感觉到了什么样的振动，对其分类如表 7. 2. 15 所示。

表 7. 2. 15　乘坐舒适性的分类和主观感受

分类	振动频率	乘坐舒适性感受	关联部位
柔软感 飘飘悠悠	1 ~2Hz	车辆缓慢上下摇动，有一种飘飘悠悠的感觉	簧上质量、悬架弹簧、减振器
向上突起	2 ~4Hz	座椅带动乘员上下振动，使乘员腹部有一种压迫感	同上
腹部尖硬感	4 ~8Hz	通过座椅给乘员的腹部一种尖硬的感觉	簧上质量、悬架弹簧
慌乱感	10 ~15Hz	簧下质量咔嗒咔嗒的感觉	簧下质量、减振器、轮胎



（续）

分类	振动频率	乘坐舒适性感受	关联部位
发抖 麻酥酥	10～30Hz	车身抖动、细微振动，手、足、臀部感觉到麻酥酥的振动	车身刚度、发动机悬置、减振器、座椅
接缝噪声	30～50Hz	车辆通过铺装路面的接缝、龟裂时产生的冲击噪声	悬架、轮胎
触底感	—	簧上质量、簧下质量相互撞击时产生的冲击	减振器的限位块、间隙、悬架弹簧、座椅

2. 悬架构成部件和振动、噪声的关系

（1）弹簧、减振器

螺旋弹簧的刚度越低，簧上质量的固有振动频率则越小，对乘坐舒适性越有利。减振器在低速领域内的衰减力较低，在3～8Hz附近的车身突然向上冲击及对腹部的压迫感减小，但却造成低频的簧上振动恶化。

相反，如果衰减系数高，为了降低侧倾、俯仰、跳动的发生，虽然对质量较大的车辆有利，但路面的激励会很敏感地向车身传递，因此，衰减系数的提高有一定的限制。

如图7.2.33所示，如果弹簧刚度和衰减系数低，那么在路面激励作用下，车身表现出剧烈的振动，并且持续时间久。反之，如果弹簧刚度高、衰减系数大，那么在路面激励作用下，车身表现出细微的振动，并且持续时间短，很快就能恢复原状。

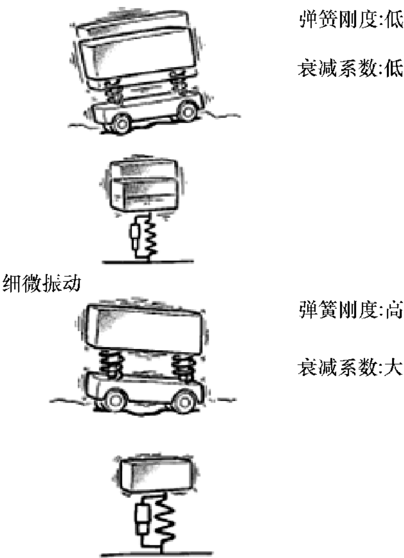


图7.2.33 刚度与衰减系数对振动的影响

另外，车轮的路面追从性能与减振器从低速动作到高速动作领域的衰减特性有关。

综合考虑以上各特性来确定最佳的弹簧刚度和衰减系数。

（2）偏置式弹簧

对于麦弗逊横拉杆式悬架，减振器也是悬架的一部分，由于上下动作而产生的弯曲载荷及制动力矩由横拉杆承担，因此横拉杆的摩擦力容易变大。如果存在摩擦力，不但无法施加更大的力，还会造成减振器无法伸缩，使其功能失效。

总之，悬架本身具备的缓冲功能失效后，将弹簧以下的力直接向车身传递。另外在摩擦力的作用下产生的振动会使座椅的振动增幅，使乘坐舒适性恶化。

为了降低摩擦力，将弹簧的中心轴偏离横拉杆上侧，采用在减振器内部增加活塞和连接机构，以降低横向力和增加防振能力的偏置式弹簧，如图7.2.34所示。

3. 悬架衬套

汽车在路面上行驶时受到的振动除了上下方向以外，还包括前后方向的振动激励，它会引起接缝噪声。这是由于越过路面的接缝时受到的冲击使乘坐舒适性恶化。

为了避免上述现象，悬架的前后方向也应该具有一定的柔性，它是由橡胶衬套的弹性决

定的，弹性越低则乘坐舒适性越好。但是却会造成操纵稳定性恶化，以及因路面的反冲共振引起的摆振现象发生。

因此，为了降低路面的冲击，使衬套前后方向较软，对操纵稳定性影响较大的横向刚度较高，这两个方向的特性在设计时需要充分论证。在某些高级汽车的前悬架上，下摆臂后端的衬套内侧设置凹槽，可以实现有效缓冲前后方向的振动激励，而对横向及后方（制动时）的激励有较高的抵抗能力，因此在车辆转向及制动时，能有效防止车轮定位变化，并且对路面突起等前后方向的激励具有较高的衰减能力。

另外，在一些双减振悬架的下摆臂、中间梁、横梁处采用弹性支承，下摆臂未能完全吸收的细微振动由弹性支承再次吸收，对瞬间激励具有高效的吸收能力。

后悬架针对乘坐舒适性所采取的对策，是在控制臂处使用带有间隙的大直径衬套，同时在横向拉杆的安装处设有上、下衬套，这些措施对前后及上下方向的轻微振动具有较好的吸收能力。

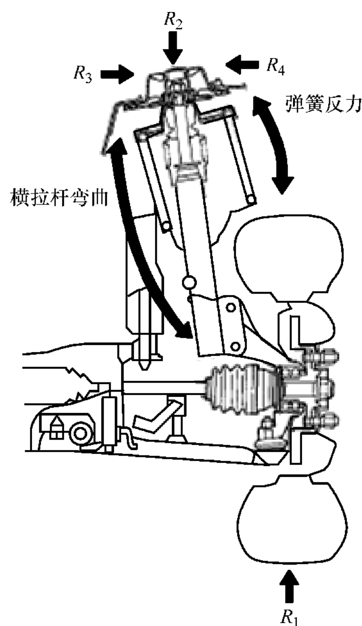


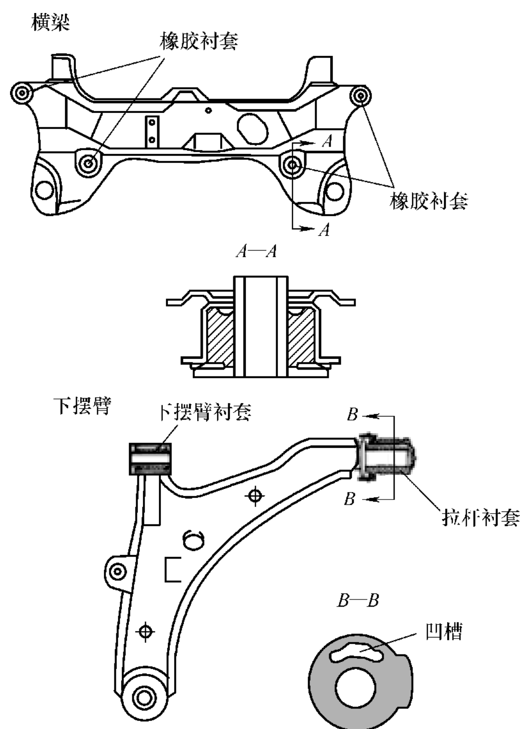
图 7.2.34　偏置式弹簧

R_1—路面反力　R_2—横拉杆轴向反力

R_3—横拉杆弯曲方向反力

R_4—弹簧产生的横拉杆弯曲力

图 7.2.35 所示为悬架系统中的衬套。



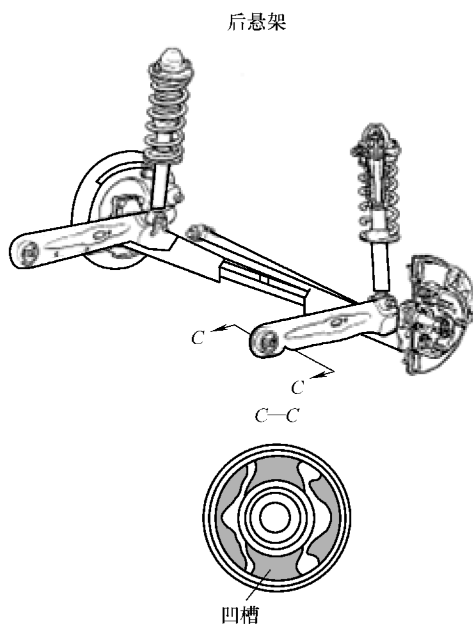


图 7.2.35　悬架上的衬套



4. 修理上的要点

如表 7. 2. 16 所示。

表 7. 2. 16　修理上的要点

故障现象		原　因	处　置
乘坐舒适性	乘坐舒适性恶化	螺旋弹簧的破损、裂纹 减振器功能不良	更换新件
	车身侧倾较大	轮胎气压过大	气压调整
		稳定杆损伤 减振器功能不良	更换新件
	车身侧倾	螺旋弹簧的破损、裂纹 扭力梁变形 衬套损伤、劣化	更换新件
摆振	转向盘沉重、摇摆	下摆臂球接头间隙	检查，如有需要则更换
		下摆臂安装松动	拧紧
		车轮定位不准	检查、调整
噪声	异响	安装部位松动	拧紧
		衬套损伤、劣化	检查，如有需要则更换
		螺旋弹簧破损、裂纹	更换新件
		减振器功能不良	更换新件
		车轮轴承磨耗	更换新件
		润滑油供给不足	供油

八、转向系统

转向系统结构如图 7. 2. 36 所示。转向系统主要的振动现象为转向盘旋转方向的低频（10 ~ 30Hz）振动，一般称为摆振。摆振多连续发生于特定的车速下，直接传递到驾驶人的手上，有一种不快的感觉，严重时甚至会影响方向控制。

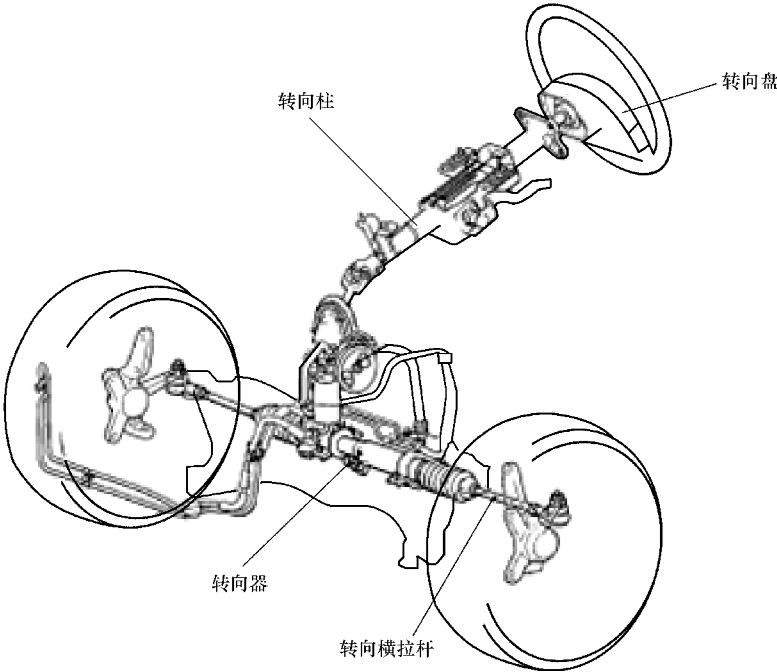


图 7. 2. 36　转向系统结构示意图

转向盘摆振一般可以分为高速摆振和低速摆振两种现象。

发生摆振最主要的原因是轮胎的不平衡，除此之外，还包括转向系统的刚度低、悬架螺旋弹簧较软等因素。

另外，转向助力泵中液体的流动还会产生较明显的噪声。

1. 齿轮齿条式转向器

该结构与布置上的问题及转动转向盘感觉有关，如果从振动噪声的角度来看，齿轮齿条式转向器结构（图 7. 2. 37）比滚珠轴承式结构的球形接头少，没有随动臂，因此转向系统的刚度较高，不容易发生摆振现象。

从相反的角度来看，如果转向系统的刚度过高，会造成反冲击问题，可以对转向器采取弹簧支撑，并布置在纵梁内部，吸收初期的振动激励，以达到降低振动的目的。

2. 转向柱动态减振器

怠速时发动机的振动通过前围板等处传递过来，使转向柱上下振动。

转向柱的振动最终以转向盘振动的形式表现出来，通过在转向柱上安装动态减振器（图 7. 2. 38）使共振模态分离，从而实现降低转向盘振动的目的。

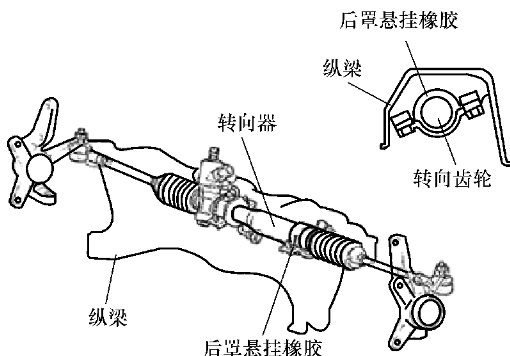


图 7. 2. 37　齿轮齿条转向机构

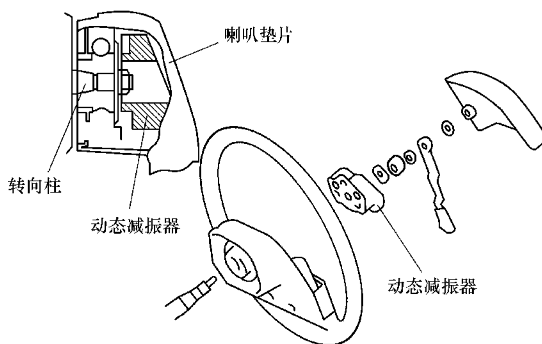


图 7. 2. 38　动态减振器的应用

3. 修理上的要点

（1）摆振

转向盘摆振修理要点如表 7. 2. 17 所示。

表 7. 2. 17　转向盘摆振的修理要点

故障现象		原　　因	处　　置
高速摆振	在铺装路面上高速（70 ~ 120km/h）行驶时，转向盘在圆周方向上的持续振动	车轮的静、动不平衡不良 轮胎的不均性	检查轮胎，如有需要进行更换
		轮毂、车轮偏心、变形	检查轮毂、车轮的振动，如有需要进行更换
低速摆振	汽车以中、低速（40 ~ 60km/h）行驶时，转向盘在圆周方向上的持续振动	轮胎磨耗或者气压低（路面的冲击在主销轴处使轮胎产生动作，如抵抗力过低使半拖臂的力矩相位延迟，产生自励振动）	调整气压或者更换轮胎
		连接类的球接头磨耗、间隙大、小齿轮预载小（刚度不足）	检查球接头旋转力矩、横拉杆摇动力矩以及小齿轮综合预载，如有必要进行调整或者更换



（2）噪声（转向助力泵）

转向助力泵噪声的修理要点如表 7. 2. 18 所示。

表 7. 2. 18 转向助力泵噪声的修理要点

<table>
<tr><th colspan="2">故障现象</th><th>原　　因</th><th>处　　置</th></tr>
<tr><td rowspan="8">异响</td><td rowspan="2">“Xiu”声
“Xia”声
“嘎”声</td><td>液体不足使空气混入或者从配管处吸入空气</td><td>检查助力油罐的液面，是否有泄漏，如有必要更换新件</td></tr>
<tr><td>吸入软管破裂</td><td>检查吸入软管是否有变形，如有必要更换新件</td></tr>
<tr><td>“Qi”声
“Ki”声</td><td>传动带打滑或损伤（转动转向盘时发生）</td><td>检查传动带，如有必要进行张力调整或更换</td></tr>
<tr><td rowspan="5">“Kata”声</td><td>转向助力泵烧蚀</td><td>检查转向助力泵，如有必要更换新件</td></tr>
<tr><td>转向器或转向助力泵安装支架松动</td><td>拧紧</td></tr>
<tr><td>转向节、球连接安装部位松动</td><td>拧紧</td></tr>
<tr><td>转向节、球连接安装部位间隙</td><td>检查球头，如有必要更换新件</td></tr>
<tr><td>配管与车身干涉</td><td>检查配管与车身的间隙，如有必要进行调整或更换</td></tr>
<tr><td colspan="2" rowspan="3">*停车时转向盘处于中间位置时有明显的液体流动声</td><td>控制单元或配线不良</td><td rowspan="2">参考相关说明书</td></tr>
<tr><td>失效保护功能启动</td></tr>
<tr><td>电磁阀动作不良</td><td>更换转向器总成或者清洗电磁阀</td></tr>
</table>

［参考］

1）静态转动转向盘动作时转向助力泵会出现轻微的声音，这是由于在转向助力泵内液体的压力脉动产生的异常声音。

2）踩下制动踏板的同时进行转动转向盘动作，从制动盘处发生噪声，这是由于轮胎在旋转时制动盘与制动片摩擦产生的异响。

3）静态转动转向盘时，有时会发生“xia”声，这是由于液体在油控制阀内流动的声音，并不是异响。

4）带*处仅适用于电子控制式转向助力泵。

九、制动抖动

制动抖动是踩下制动踏板时，引起车体的振动，强烈时会出现制动踏板前后窜动的一种现象。一般在高速且突然猛烈制动时发生。主要原因是制动盘的厚度不均，夹在两枚制动片之间旋转时，时宽时窄，进而产生很大的力，这个力通过制动管传到制动踏板上。

制动抖动现象与用户的用车习惯也有很大的关系，如车辆长期不使用、附着了盐水或防冻剂时，制动盘表面生锈（图 7. 2. 39），容易出现凹凸不平。

注：配置 ABS 的车辆，ABS 动作时出现的踏板振动不属于故障。

1. 制动啸叫

车辆制动时，制动鼓或制动盘和制动片之间产生的摩擦振动引起制动系统各部件的共振，制动鼓、制动片等部件成为发声体，产生啸叫。

摩擦振动与摩擦材料的特性（动摩擦和静摩擦的差、温度，与速度相关的摩擦系数变化）、制动系统构成部件的振动特性、摩擦面的单面接触、振动表面的面压变化等因素相关。

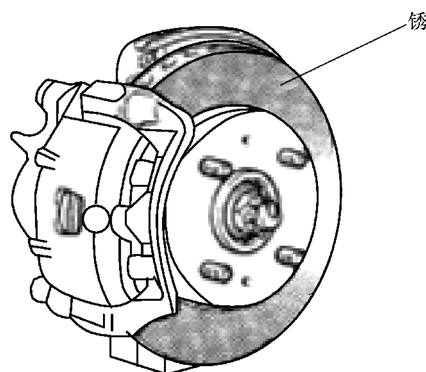


图 7. 2. 39　制动盘生锈

制动系统部件如果在较狭窄的频率范围内发生共振，将产生频率较高的声音。

制动系统为鼓式时，制动踏板的踩下力量越大则越容易发生，声音也更大。频率多分布于 3kHz 以下，这是由于制动鼓具有比较复杂的结构，由模态较低的部件构成。

相反，盘式制动结构由于构造简单，具有较高的共振模态，踏下力量较小时也容易发生，频率分布于 3 ~ 15kHz 以内。

预防制动啸叫有以下 3 点常用措施：

1）在衬垫里面及垫片处使用橡胶涂层布。

2）安装垫片及夹箍。

3）在垫片和夹箍之间用润滑油涂布。

2. 修理上的要点

（1）振动（制动抖动）

制动抖动的修理要点如表 7. 2. 19 所示。

表 7. 2. 19　制动抖动的修理要点

故障现象	原　　因	处　　置
制动时前围板、转向盘上下以及左右振动。制动踏板也能感觉到振动	制动盘或制动鼓损伤、生锈、磨耗、热蚀点等	更换新件
	制动盘振动过大	修理或者更换
	制动鼓偏心	
	制动鼓与车轮接触不良	

（2）噪声（制动啸叫）

制动啸叫的修理要点如表 7. 2. 20 所示。

表 7. 2. 20　制动啸叫的修理要点

故障现象	原　　因	处　　置
制动时发生的“ki”高频声或“gu”低沉声	摩擦力衰退	更换
	制动蹄和制动鼓接触不良	修理或者更换
	部件安装不良或者润滑不足	分解后再组装，加润滑油

［参考］

● 如图 7. 2. 40 所示，在制动块上安装了磨损指示器。如果制动块的磨损超过了规定值，磨损指示器将与制动盘接触，发出“ki”声，通知用户对制动块进行更换。



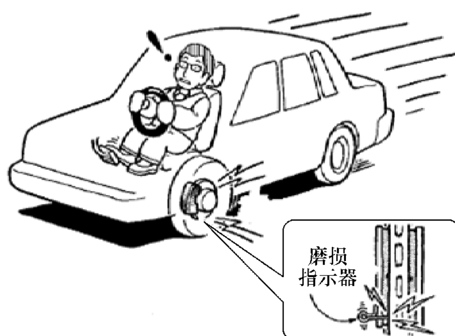


图 7.2.40　磨损指示器

［参考］

制动啸叫的种类和发生状况如表 7.2.21 所示。

表 7.2.21　制动啸叫的分类

名　称	频　率	备　注
啸叫（squeal）	1～10kHz	• 频率高，耳障感，最容易发生 • 在制动停止的间隙发生 • 6kHz 以上的啸叫称为尖叫（squeak）
呻吟（groan）	400～700Hz	• 大型车的鼓式制动系统易发生
鸣叫（squelch）	200～500Hz	• 在制动过程中频率不固定，音色有变化

十、车身

1. 车身振动

车身受到悬架、发动机悬置、排气吊挂等传递来的激励作用而产生振动，给车内的乘员带来不快的振动、噪声。

车身的振动从振动、噪声的发生状况来看，可以分为刚体振动和弹性振动两种模式。如图 7.2.41 所示。刚体振动模态频率低，由车身重量、悬架系统及轮胎的刚度所决定，主要影响乘坐舒适性。

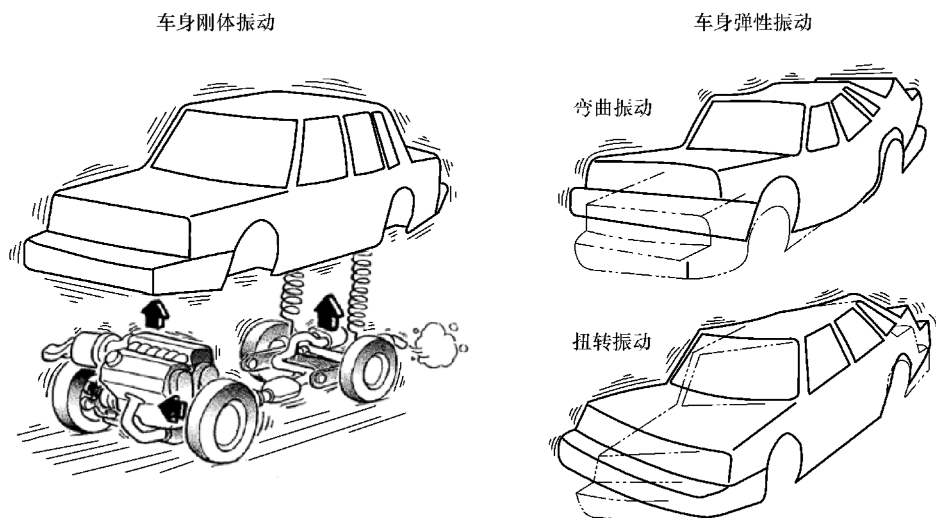


图 7.2.41　车身的振动形式

弹性振动模态频率高，由车身的重量和刚度所决定，通常与发动机怠速激励接近，最常见的现象为怠速振动。

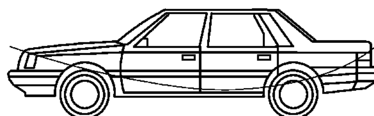
车身的弹性振动除了整体的弯曲和扭转以外，还包括局部的振动模态，如地板、前围板、顶盖等面积较大的板件的局部模态，这些模态通常低于100Hz，很容易被发动机激励、路面激励以及一些不平衡激励激发起来，引起轰鸣噪声。

车身的刚体振动和弹性振动详细介绍如表7.2.22所示。

表7.2.22　车身的刚体振动和弹性振动

现象		频率	车身振动
刚体振动	乘坐舒适性	1～5Hz	刚体振动
	怠速振动		
	空转时振动		
弹性振动	冲击	5～30Hz	1阶弯曲、扭转（图7.2.42）
	低速轰鸣声	30～60Hz	弯曲共振、膜振动
	中高速轰鸣	60～200Hz	膜振动
	路面噪声	40～60Hz	车身共振
	接缝噪声	100～200Hz	

1阶弯曲模态



1阶扭转模态

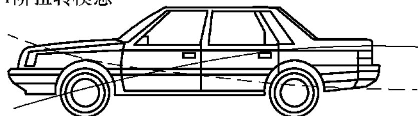


图7.2.42　车身的主要模态

刚体振动在乘坐舒适性等相关内容中已经详细叙述，请参考有关内容。

发生车身冲击时，车身出现弯曲、扭转共振，弯曲共振体现为前端冲击，扭转共振则体现为横向冲击。

造成轰鸣声的车身弹性振动，更加复杂的是从驱动系统、排气系统传递而来的振动激励（30～200Hz），引起车身板件的共振，放射出噪声，在放射声压的作用下，引起车内空气压力变化，形成轰鸣声。

另一方面，车内的空气共鸣也不容忽视。空气的模态一般为40～60Hz和90～110Hz，它属于低频成分噪声，容易形成轰鸣声。

2. 车身的防振与隔声

车身的防振、隔声设计和车身振动、轰鸣声、透射声有着非常大的关系。在车身的很多地方，设置有约束阻尼层、吸声垫、衬垫等，同时在转向柱、加速踏板拉索等穿过前围板的地方设计护孔环，以期达到降低噪声的目的。另一方面，车门上设置三层防雨条，能有效防止风噪。

（1）减振胶垫

在前地板、后地板等处大量使用减振用的橡胶垫以及约束阻尼材料，能有效降低振动和



噪声。

（2）吸声垫

如图 7. 2. 44 所示。

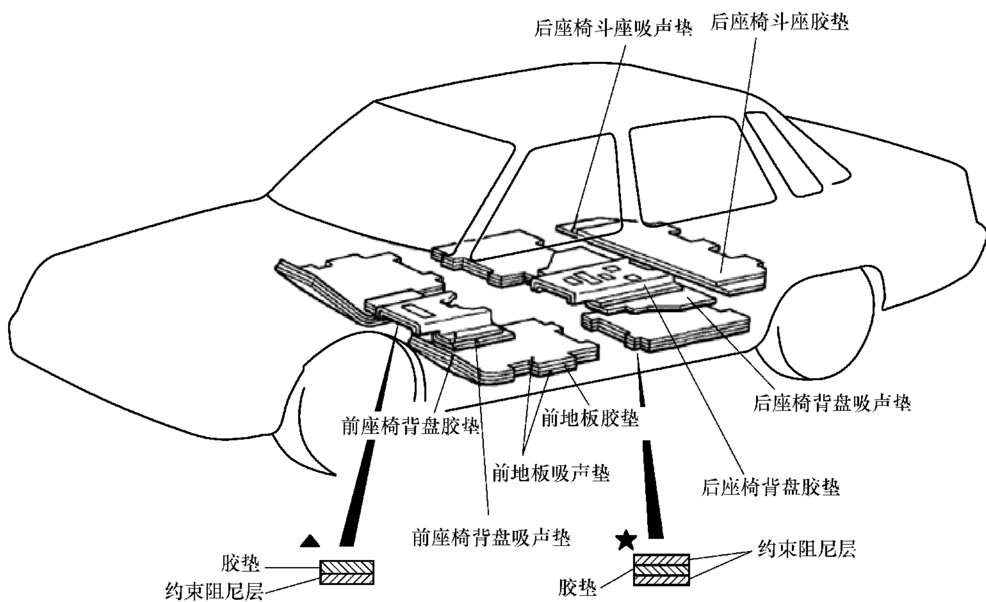


图 7. 2. 43 车身上的减振胶垫

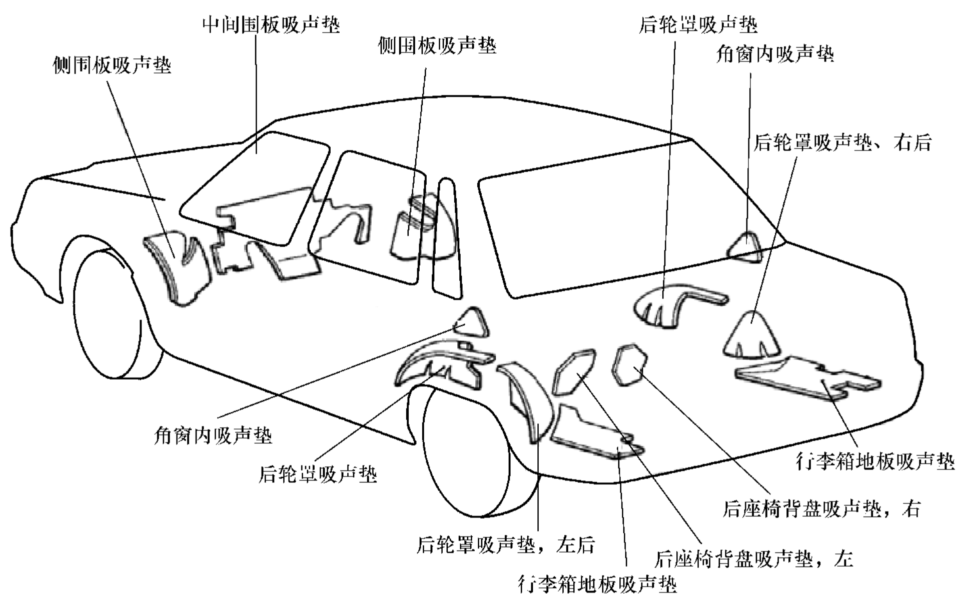


图 7. 2. 44 车身上的吸声垫

（3）衬垫

如图 7. 2. 45 所示。

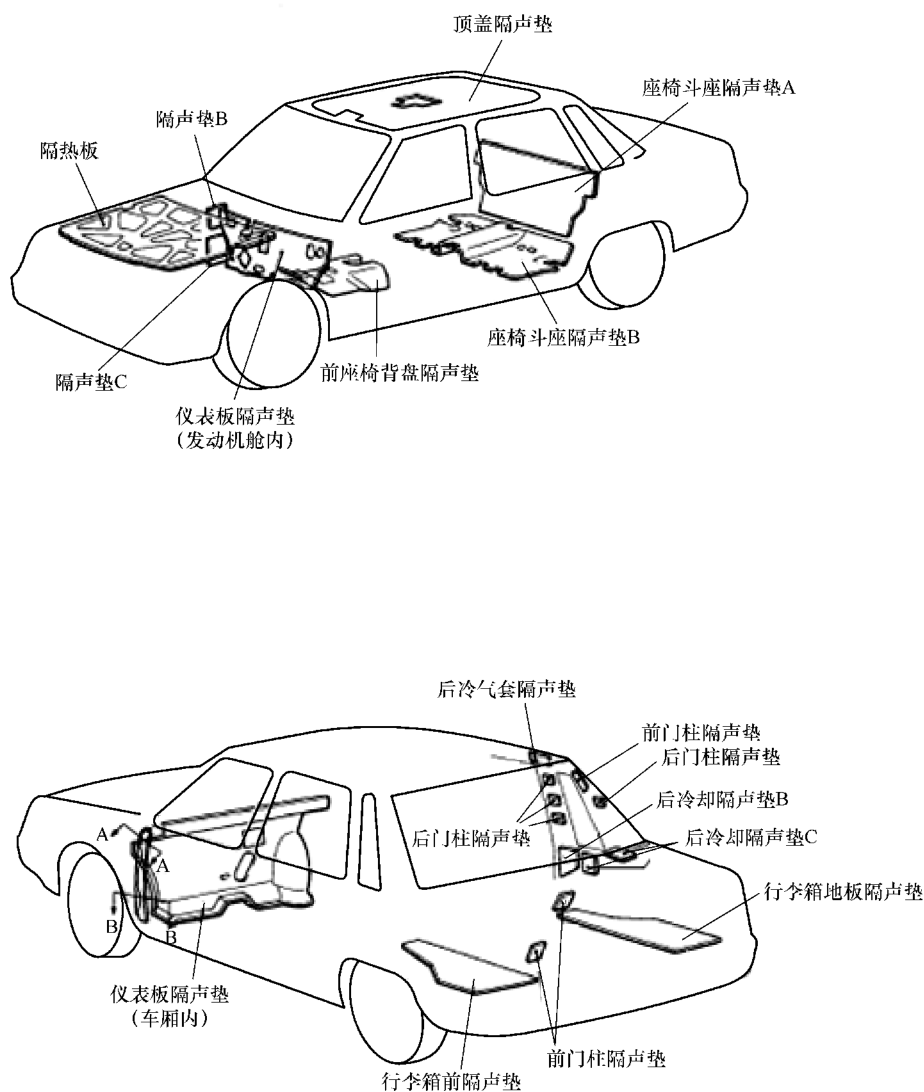


图 7. 2. 45　车身上的衬垫

(4) 三层防雨条结构

下面介绍一个设置三层防雨条结构的设计方案，如图 7. 2. 46 所示。

外翻式防雨条的中间是空的，在内部插入了钢丝，能够大幅地提高遮声性能。



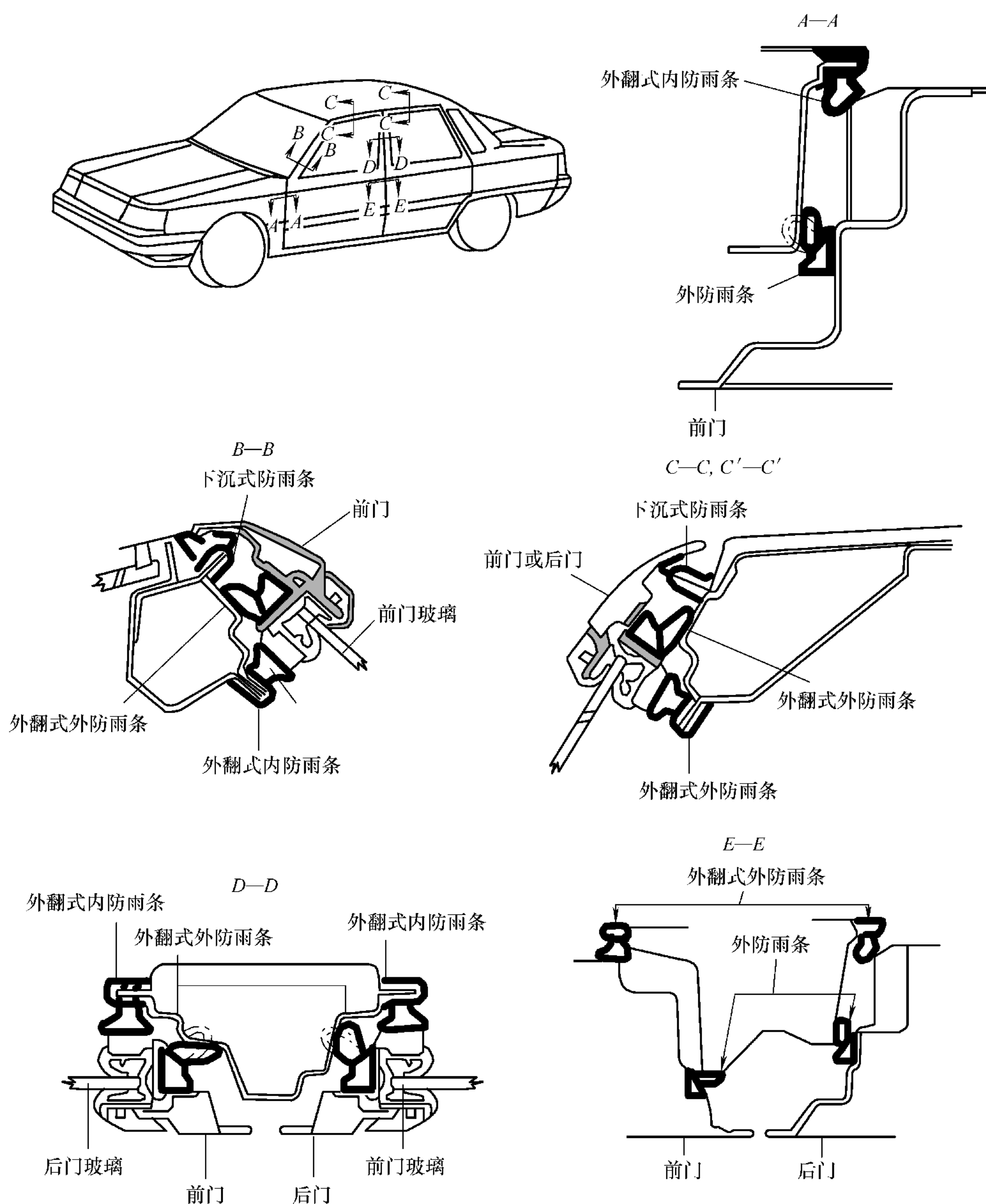


图 7. 2. 46　三层防雨条结构

第三节　振动噪声问题的解决方法

一、振动、噪声现象的分类

汽车振动、噪声现象多种多样，而且有一些现象具有类似性。了解问题的振动、噪声现象，首先需要确定到底属于哪个类别，这是故障排除的第一步。因此，为了准确、快速地解决振动、噪声问题，需要对振动、噪声现象进行分类，如图 7. 3. 1 所示。

1. 发生条件的确认

在对汽车振动、噪声现象进行分类时，要尽可能多地搜集相关的信息。因此，在调查汽车的振动、噪声问题时，要与用户或者相关人员进行详细的沟通，或者通过亲身的驾驶试验来检验，通过对故障的再现，切实体会出现的问题，以准确判断问题发生的条件。表7.3.1是试验时需要注意的事项，通过这些内容的详细记录，可以在修理中、修理后的验证、与其他车辆的比较等过程中提供有效的帮助。

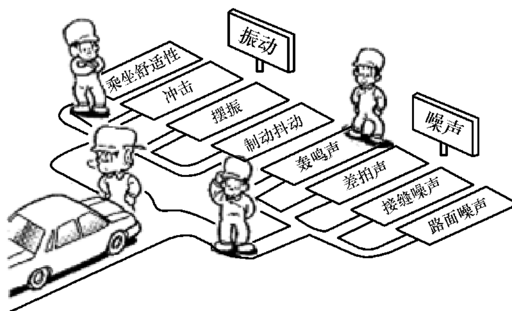


图7.3.1　汽车振动噪声分类

表7.3.1　主观评价试验时的关注事项

检查项目	内　　容
1. 振动、噪声的种类及程度	• 车内轰鸣声；　• 高音；　• 低音； • 转向盘振动；　• 车身振动　等现象及其程度
2. 车速	问题发生时的车速以及持续的范围
3. 发动机转速	问题发生时的发动机转速及持续范围
4. 发生时的状态	• 缓、急加速　• 缓、急减速　• 匀速行驶 • 怠速　• 空转　• 滑行
5. 档位	手动变速器：空档、1档、2档、3档、4档、5档 自动变速器：N位、L位、2位、D位
6. 行车场所	高速公路、一般铺装路、凸凹不平路、有段差及接缝路、铺石路
7. 车内出现问题位置	前座椅、后座椅、仪表板、地板、车门等处
8. 其他	• 天气 • 装饰件（如空调）状态 • 发生时期（新车或者里程车） • 发生的方式 • 车内乘员数 • 发动机温度

——————检查记录单——————

车辆型号	年代	行驶距离	其他

检查项目

- 振动、噪声的种类及程度____________________



· 车速 ____________________
· 发动机转速 ____________________
· 发生时状态 ____________________
· 档位 ____________________
· 行车场所 ____________________
· 车内位置 ____________________
· 其他 ____________________

____

____

· 振动加速度计的测试值 ____________________
· 声级计的测试值 ____________________
· 与同型号车辆的相关性 ____________________
· 其他需要记录的项目 ____________________

____

____

____

____

____

____

2. 种类划分

分析检查单中所记录的内容，对振动、噪声现象的发生条件，与主观感受相互对照来加以判断。

首先对以图 7. 3. 2 的五个大项目的发生条件进行判断，根据所发生的振动、噪声现象与

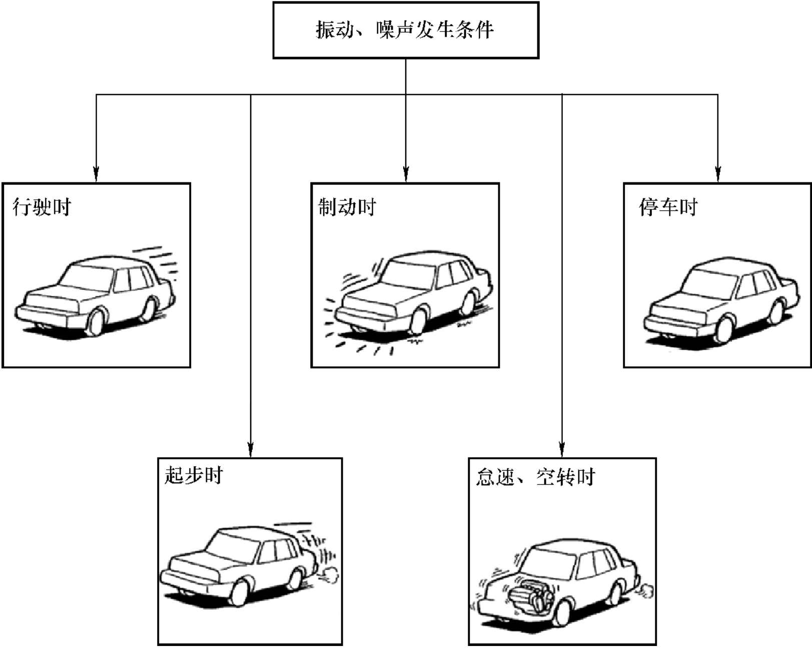


图 7. 3. 2 车辆行驶工况

发生条件的关系，对车辆前进、制动、怠速、空转、停车时等几个特定的工况下，对振动、噪声现象进行归类，就可以通过主观评价来进行简单的分类，并与第一节中的振动、噪声主观评价及发生原理进行对比参照，以进行准确的判断。

但是，车辆在行驶过程中可能发生的振动、噪声现象多种多样，并且有多种现象具有类似点，因此难以分类和判断。对于车辆在行驶过程中所发生的振动、噪声现象，可以参照图7.3.2中的种类划分，以及与检查单对比来进行判断。

表7.3.2为各种振动、噪声现象与发生条件的对应关系。

表7.3.2　振动、噪声现象与发生条件

现象＼项目		发生条件							备注 ◎：发生的可能性大 ○：发生的可能性中 △：发生的可能性小
		行驶时/(km/h)			起步时	制动时	怠速及空转时	停车时	
		低速 0~40	中速 40~80	高速 80以上					
振动	乘坐舒适性	◎	△	—	—	—	—	—	主要是在坏路面上行驶时
	冲击	—	○	◎	—	—	—	—	
	摆振	△	○	◎	—	—	—	—	
	制动抖动	—	—	—	—	◎	—	—	仅发生于制动时
	空转时振动	—	—	—	—	—	◎	—	
	怠速振动	—	—	—	—	—	◎	—	
	加速踏板振动	△	○	◎	—	—	—	—	
	变速杆抖动	△	○	◎	—	—	—	—	
噪声	低速轰鸣声	◎	—	—	—	—	△①	—	伴随有振动
	中速轰鸣声	—	◎	—	—	—	—	—	地板振动
	高速轰鸣声	—	—	◎	—	—	—	—	
	发动机透射声	△	○	◎	—	—	△	—	
	差拍声	△	◎	◎	—	—	—	—	
	接缝噪声	○	○	○	—	—	—	—	路面接缝冲击
	路面噪声	△	○	◎	—	—	—	—	
	胎纹噪声	△	○	◎	—	—	—	—	
	制动啸叫	—	—	—	—	◎	—	—	
	风噪	—	○	◎	—	—	—	—	
	后桥齿轮噪声	△	○	○	—	—	—	—	
	打水声	△	○	◎	—	—	—	—	
	雨水敲打声	—	—	—	—	—	—	○	
	各部位异响	○	○	○	○	○	○	○	

① 仅限于排气透射声，或者伴随怠速振动时的轰鸣声。

3. 车辆行驶时所发生的振动、噪声分类

(1) 根据现象可以简单进行分类

1) 加速踏板颤动。



2）变速杆颤动。
3）转向盘摆振。
4）座椅振动。
5）后桥齿轮噪声。
6）风噪。
7）打水声。

（2）行驶时发生的振动分类

在路面上行驶的车辆上所发生的振动现象，如图 7. 3. 3 所示。不同的路面、对应的车速，以及振动的具体表现都有各自的特点。根据该图，对常见的汽车振动现象可以做到一目了然。

（3）车辆行驶时发生的噪声分类

图 7. 3. 4 为车辆在路面上行驶时所发生的噪声分类。

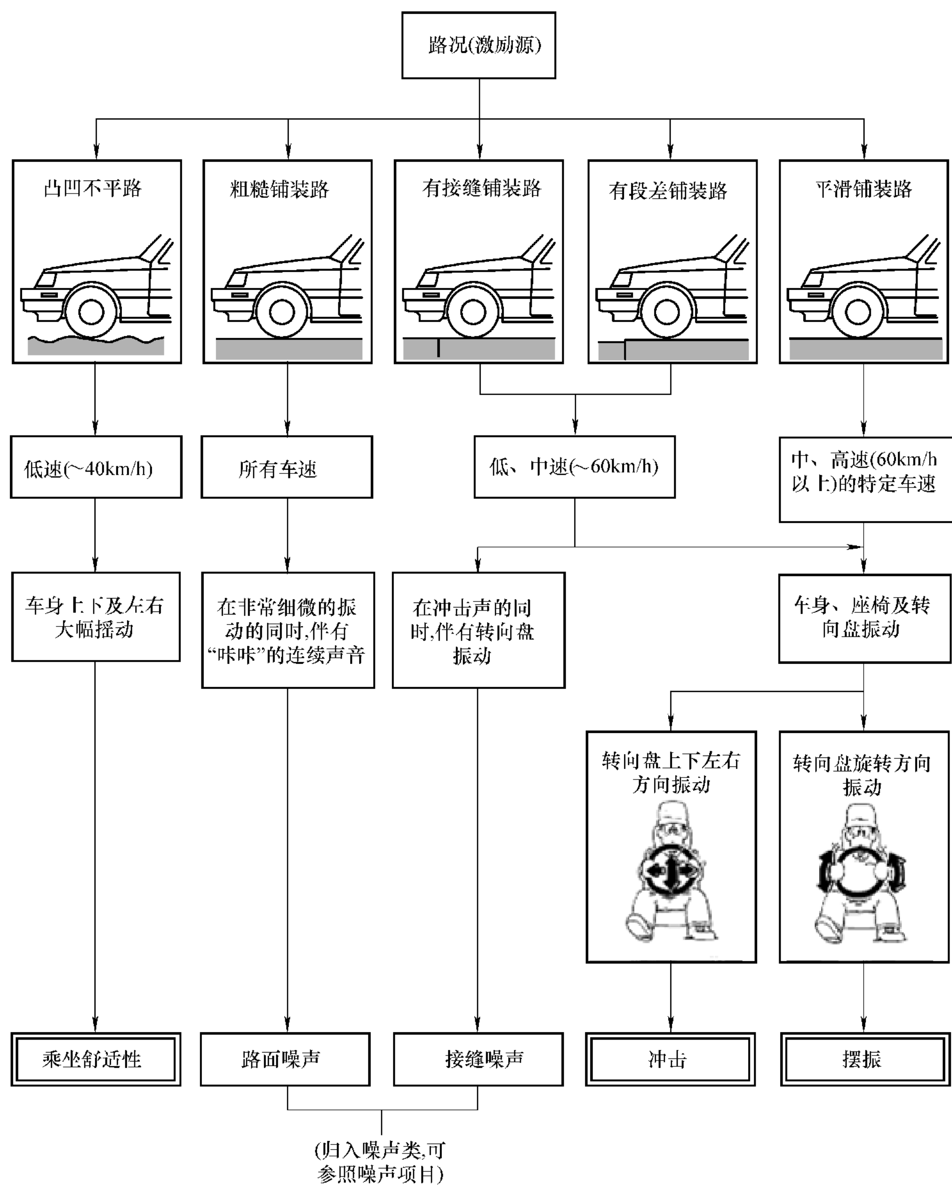


图 7. 3. 3　车辆行驶时的振动分类

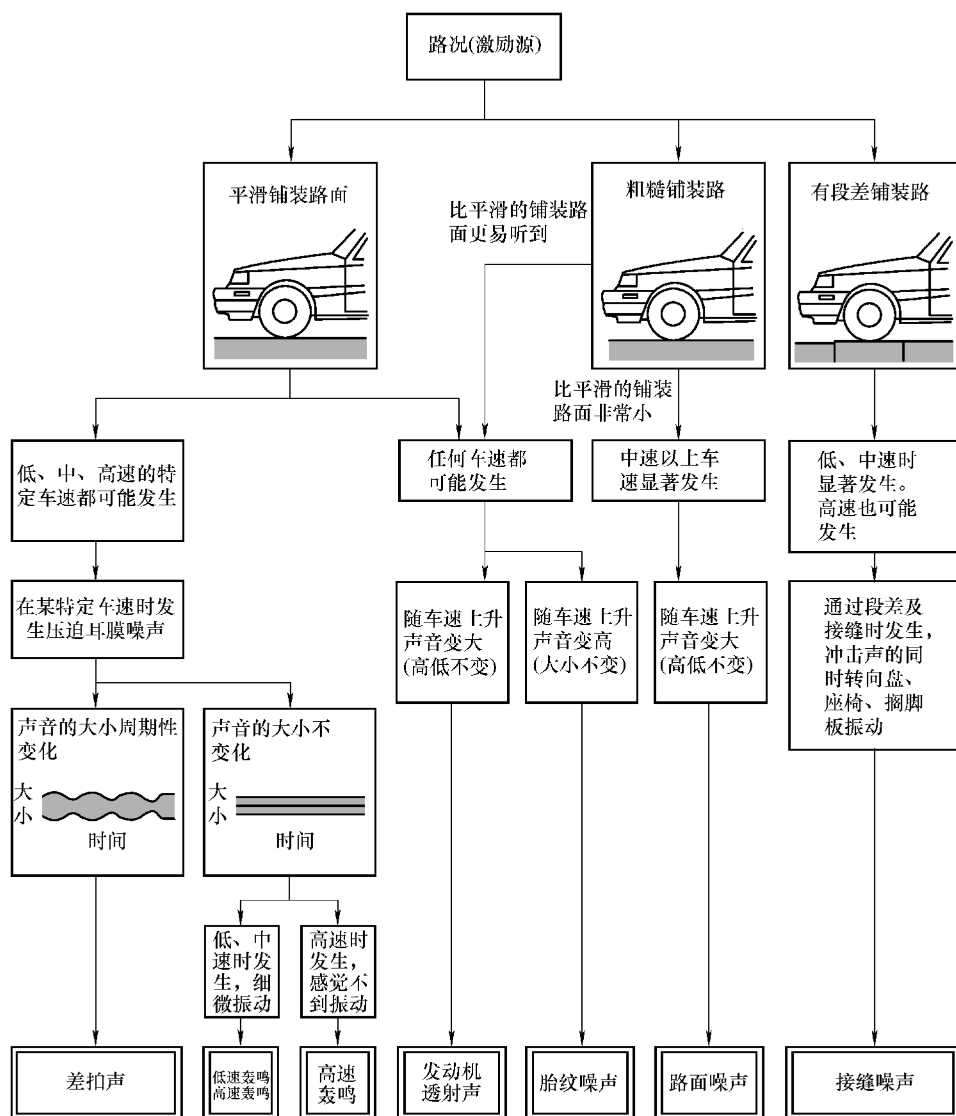


图 7.3.4　车辆行驶时所所发生的噪声分类

二、根据故障现象采取解决措施

1. 振动

（1）乘坐舒适性（俯仰、侧倾、跳动）

1）用户投诉内容。

① 起伏路面上车身摇摆过大。

② 车身摇摆致头晕。

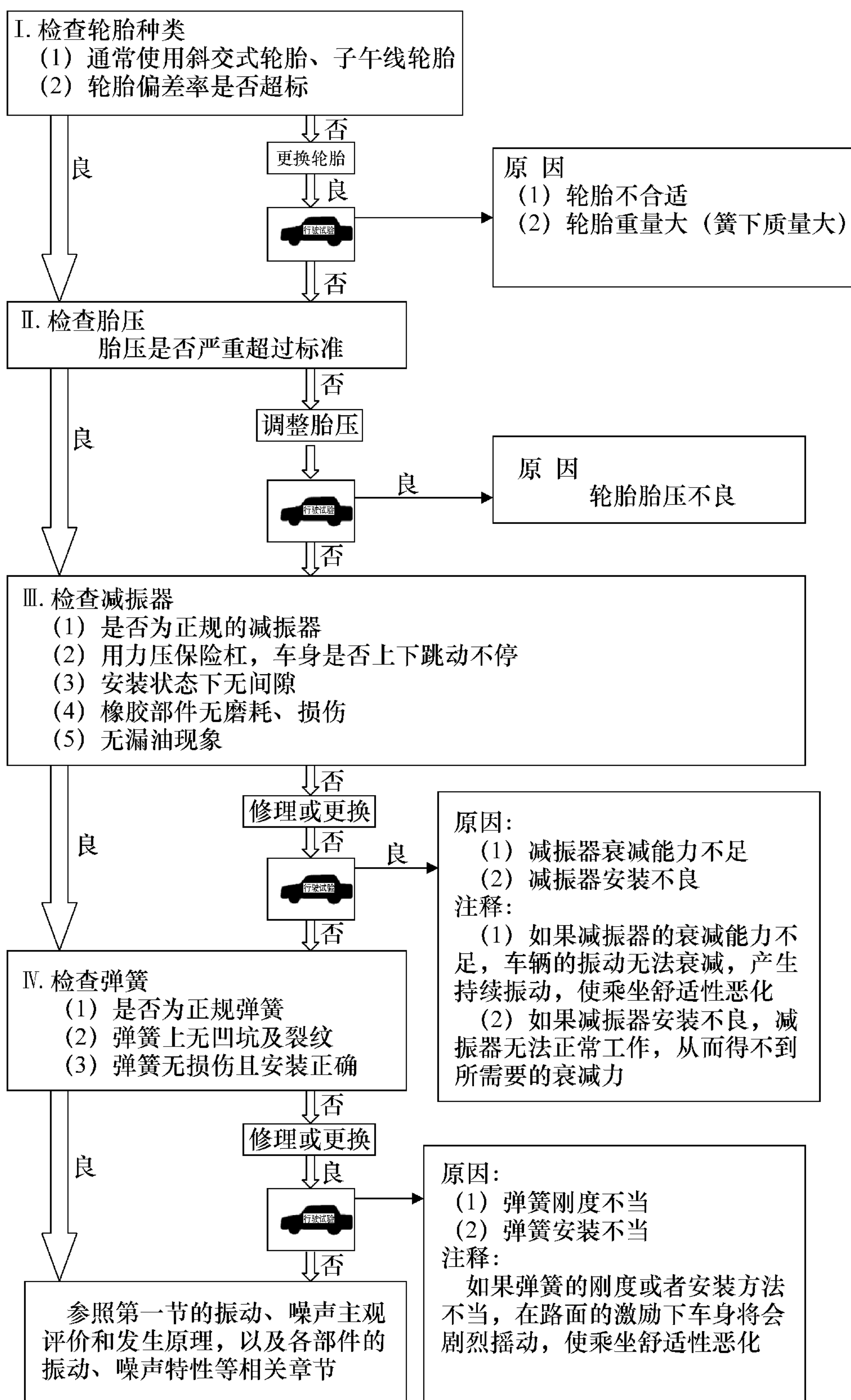
③ 越过沟槽时车身摇摆不止。

④ 感觉到“喀嚓喀嚓”的冲击声。

⑤ 坏路面上车身上跳。

2）检查及修理方法。





Ⅰ. 检查轮胎种类
（1）通常使用斜交式轮胎、子午线轮胎
（2）轮胎偏差率是否超标
否
更换轮胎
良
行驶试验
原 因
（1）轮胎不合适
（2）轮胎重量大（簧下质量大）
否
良
Ⅱ. 检查胎压
胎压是否严重超过标准
否
调整胎压
良
行驶试验
良
原 因
轮胎胎压不良
否
Ⅲ. 检查减振器
（1）是否为正规的减振器
（2）用力压保险杠，车身是否上下跳动不停
（3）安装状态下无间隙
（4）橡胶部件无磨耗、损伤
（5）无漏油现象
否
修理或更换
否
良
良
行驶试验
原因:
（1）减振器衰减能力不足
（2）减振器安装不良
注释:
（1）如果减振器的衰减能力不足，车辆的振动无法衰减，产生持续振动，使乘坐舒适性恶化
（2）如果减振器安装不良，减振器无法正常工作，从而得不到所需要的衰减力
否
Ⅳ. 检查弹簧
（1）是否为正规弹簧
（2）弹簧上无凹坑及裂纹
（3）弹簧无损伤且安装正确
否
修理或更换
良
良
行驶试验
原因:
（1）弹簧刚度不当
（2）弹簧安装不当
注释:
如果弹簧的刚度或者安装方法不当，在路面的激励下车身将会剧烈摇动，使乘坐舒适性恶化
否
参照第一节的振动、噪声主观评价和发生原理，以及各部件的振动、噪声特性等相关章节

［参考］

① 对于安装有电子控制悬架系统的车辆，当乘坐舒适性恶化时，可能是根据路面的状况及驾驶条件自动切换悬架系统特性的功能未发生作用。当悬架系统功能异常时可以通过ECS 报警灯察觉，详细内容请参考有关的说明书。

② 与同型号车辆进行振动（乘坐舒适性）幅度对比也是一种常用的方法。

③ 减振器的功能测试方法在振动、噪声检修中大致有三种，除此之外还可以利用减振器专用测试装置进行更为详细的测试，如图 7.3.5 所示。使用减振器测试装置将路面上的振动在台架上再现，通过记录减振器的振动收缩情况，来判断减振器是否处于正常工作状态。

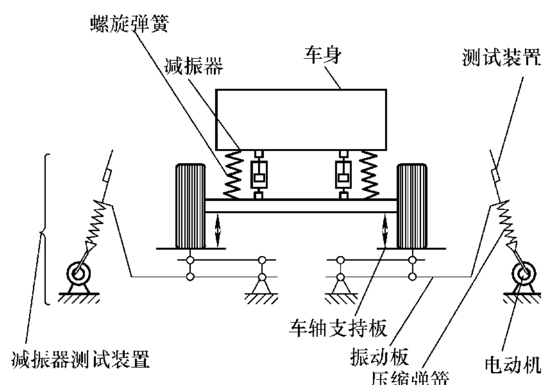


图 7.3.5　减振器测试装置

（2） 冲击

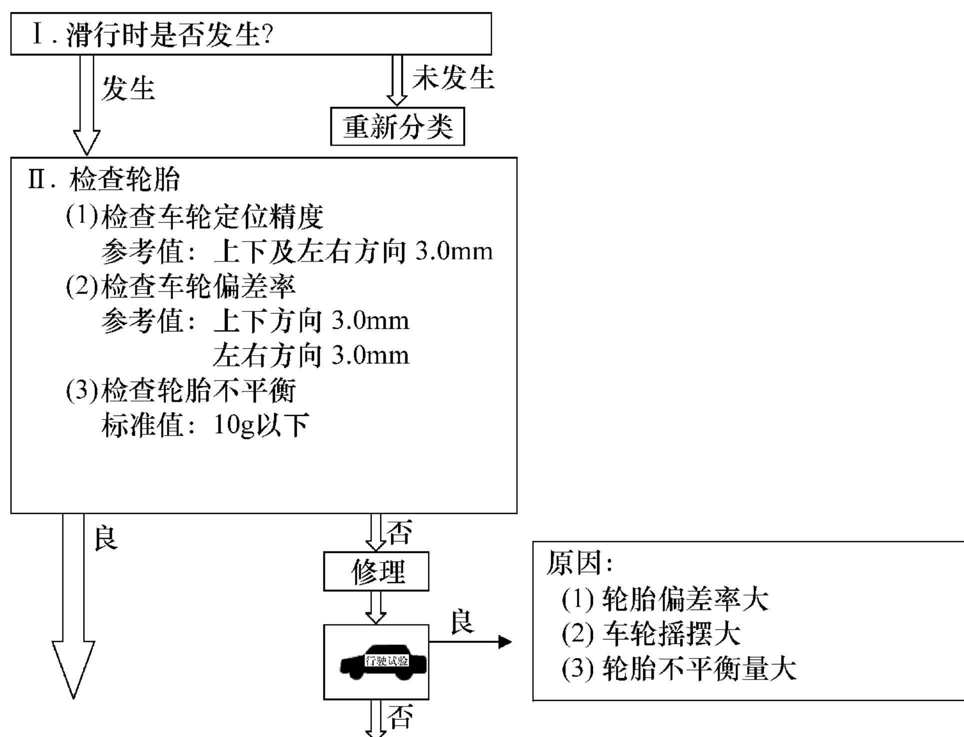
1） 用户投诉内容。

① 在良好的高速公路上出现车身摇晃现象。

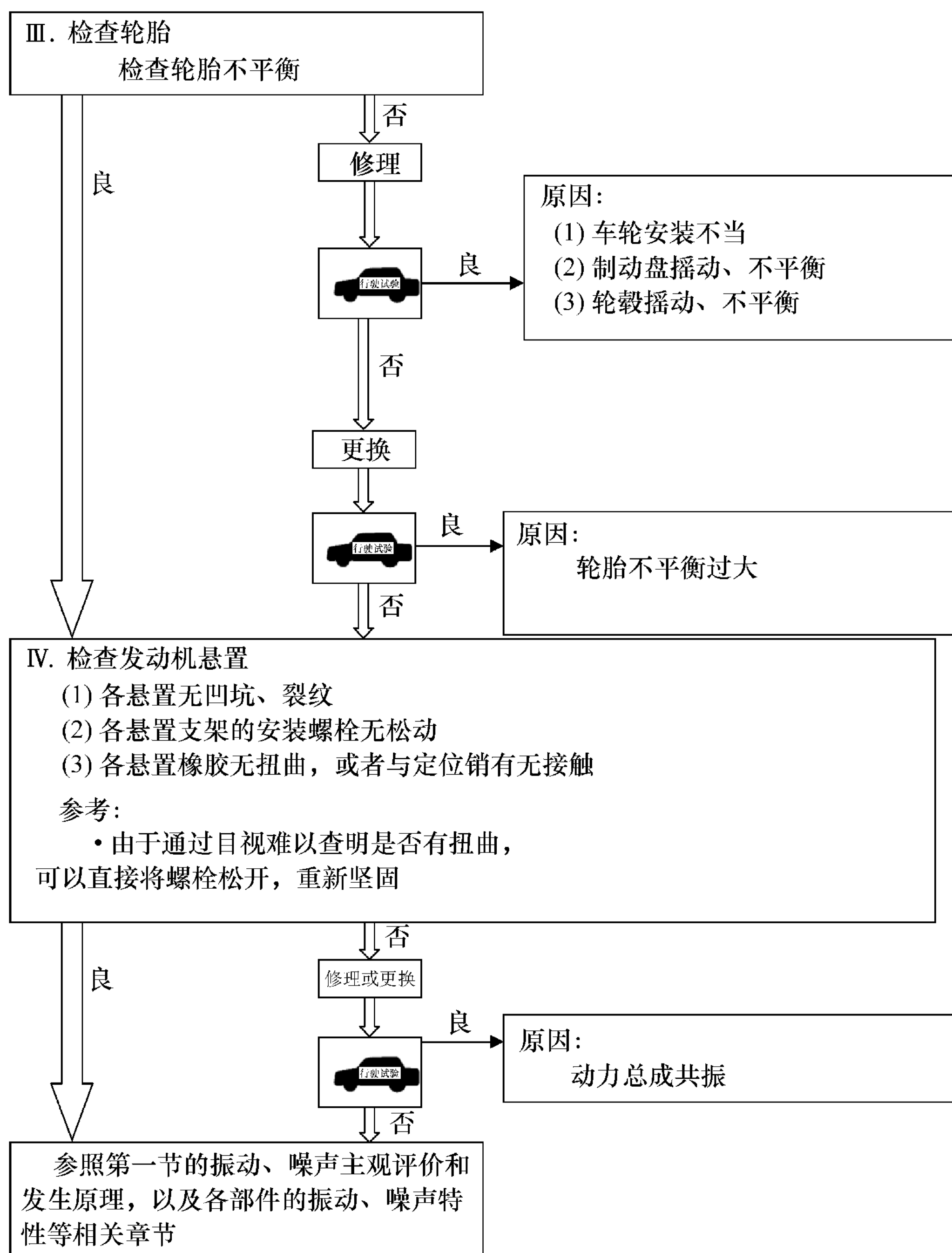
② 发动机也在摇晃。

③ 腰部、臀部、手部能感觉到细微的振动。

2） 检查及修理方法。







［参考］

① 车身冲击的发生原因以轮胎不平衡、失圆、不均为主，一般通过轮胎检查及修理基本上可以解决。

② 车身冲击发生时的车速较高，一般在 80km/h 以上。如果在 40～60km/h 范围内发生，则主要原因是轮胎的失圆或者不均。在这个车速一般与轮胎不平衡无关。

③ 车身冲击与其他现象（特别是摆振）不要弄混淆。

④ 均匀性良好的轮胎一般可以要求轮胎供应商提供。如果无法提供，可以借用同型号

未发生车身冲击的车辆上的轮胎。

（3）摆振

1）用户投诉内容。

① 行驶过程中，转向盘旋转方向上能感觉到“突突”地振动。

② 转向盘振动的同时，车身也在左右摇动。

③ 当车辆通过凸凹不平路面时，转向盘抖动，有脱离手掌控制的趋势。

2）检查及修理方法。

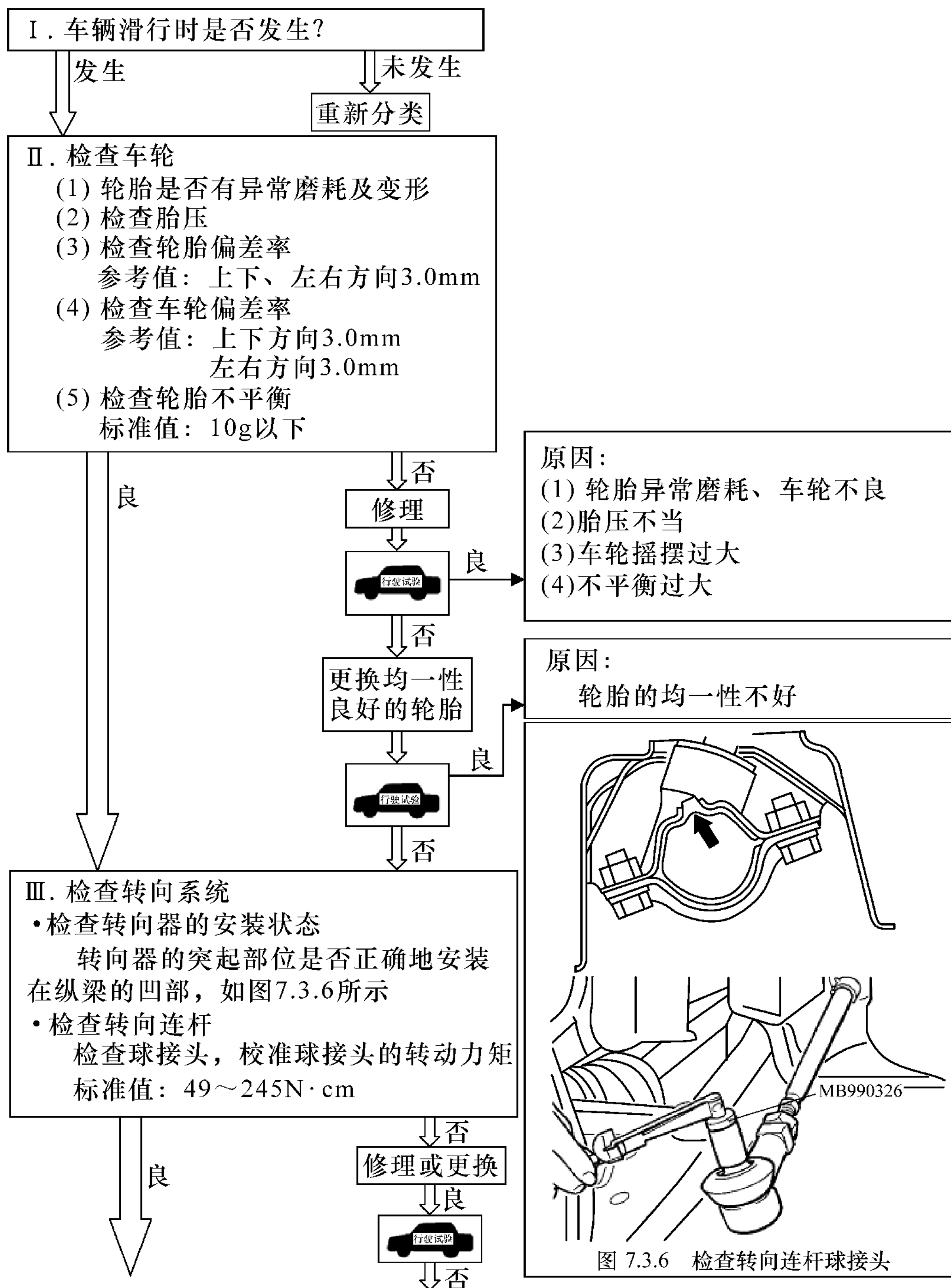


图 7.3.6　检查转向连杆球接头

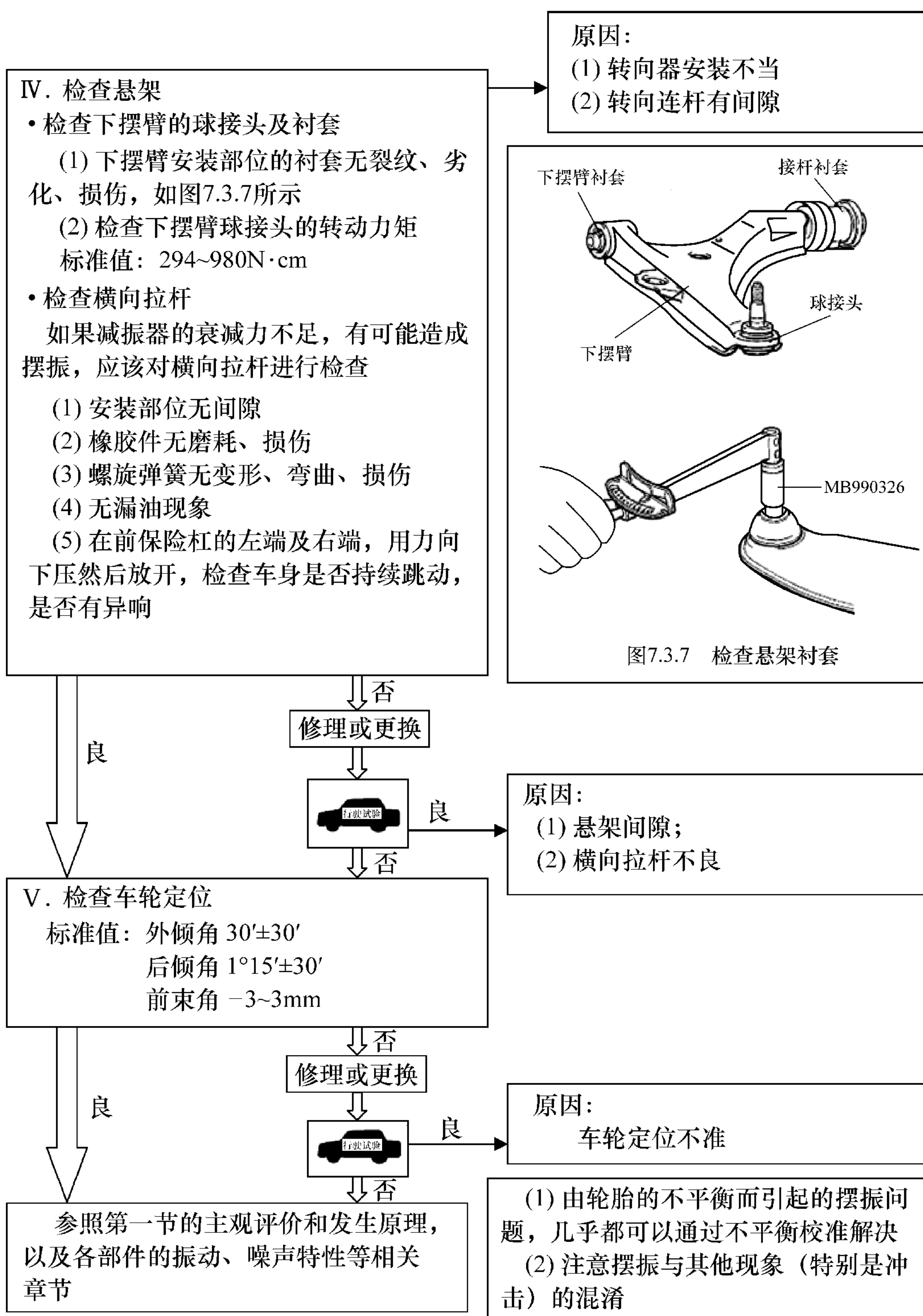

Ⅳ. 检查悬架
• 检查下摆臂的球接头及衬套
(1) 下摆臂安装部位的衬套无裂纹、劣化、损伤，如图7.3.7所示
(2) 检查下摆臂球接头的转动力矩
标准值：294~980N·cm
• 检查横向拉杆
如果减振器的衰减力不足，有可能造成摆振，应该对横向拉杆进行检查
(1) 安装部位无间隙
(2) 橡胶件无磨耗、损伤
(3) 螺旋弹簧无变形、弯曲、损伤
(4) 无漏油现象
(5) 在前保险杠的左端及右端，用力向下压然后放开，检查车身是否持续跳动，是否有异响
原因：
(1) 转向器安装不当
(2) 转向连杆有间隙
下摆臂衬套
接杆衬套
球接头
下摆臂
MB990326
否
修理或更换
良
行驶试验
良
原因：
(1) 悬架间隙；
(2) 横向拉杆不良
否
Ⅴ. 检查车轮定位
标准值：外倾角 30′±30′
后倾角 1°15′±30′
前束角 −3~3mm
否
修理或更换
良
行驶试验
良
原因：
车轮定位不准
否
参照第一节的主观评价和发生原理，以及各部件的振动、噪声特性等相关章节
(1) 由轮胎的不平衡而引起的摆振问题，几乎都可以通过不平衡校准解决
(2) 注意摆振与其他现象（特别是冲击）的混淆

图7.3.7 检查悬架衬套

（4）制动抖动

1）用户投诉内容。

① 车辆高速行驶，制动时转向盘“突突”地抖动。

② 当车速为80km/h，制动时仪表板、转向盘剧烈振动。

③ 当车速为40～50km/h，制动时制动踏板“突突”地抖动。

2）检查及修理方法。

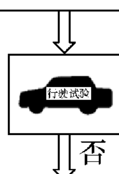
Ⅰ. 检查制动鼓或制动盘

(1) 制动鼓或制动盘上是否有明显的锈、裂纹、偏磨、弯曲等

(2) 如果有明显的锈、蚀点等，则更换零部件

注意：

• 后鼓式制动车辆，轮胎的相位与制动抖动有很大的关系，在轮毂螺栓和车轮上做对应标记，保证拆装前后位置一致



良 → 原因：制动盘或制动鼓上的锈、龟裂、磨耗、变形、蚀点等

否 ↓

Ⅱ. 检查前制动盘摇摆

在距离制动盘外缘5mm处安放百分表，测量制动盘的轴向圆跳动，如图7.3.8所示

[参考]

• 为了将制动盘固定在轮毂上，在每个轮毂螺栓上施加约49N·m的均等力矩

限值：0.1mm(百分表读数)

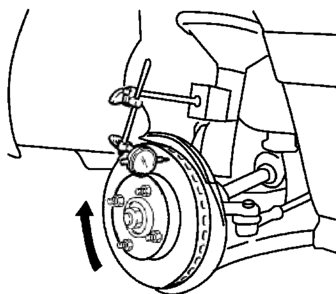


图 7.3.8　检查制动盘

良 ↓ 接下页

否 ↓ 接下页

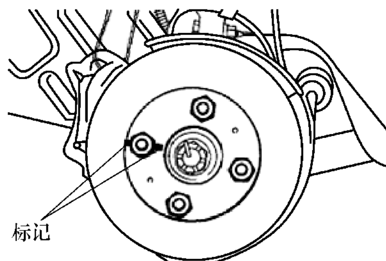


接上页

接上页

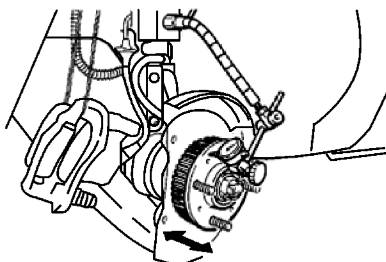
(2) 变更制动盘安装位置以控制振动

① 在将制动盘拆下前，将振动较大一侧的螺柱上做标记



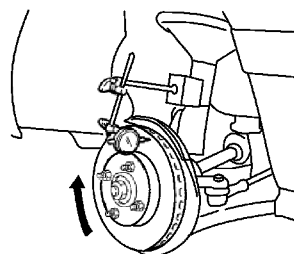
② 取下制动盘，如图7.3.9所示设置百分表，使轮毂沿轴向移动，测试间隙

限值：0.2mm



③ 如果间隙超过标准值，分解轮毂、转向节，检查各个部位

④ 如果间隙未超过标准值，将制动盘旋转180°后装好，再次按照之前的方法测试间隙



⑤ 确认制动盘的摆动量在标准值之内。如果无法保证间隙在标准值之内，则更换新制动盘

图7.3.9　制动盘间隙测试

Ⅲ. 检查前制动盘厚度变化

(1) 距制动盘的外端约25mm处的圆周上，约12等分的位置上用千分尺测量制动盘的厚度，如图7.3.10所示

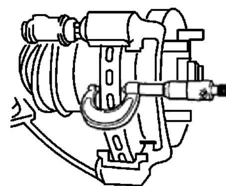
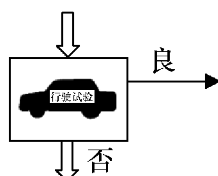


图7.3.10　制动盘厚度变化测量结果

(2) 确认测量结果的最大值和最小值的差是否在标准值以内

标准值：0.015mm

15



原因
制动盘摆动过大，或者厚度变化大

Ⅳ. 检查后车轮轴承间隙

(1) 抬起后车轮，检查轴承是否有间隙，如图7.3.11所示

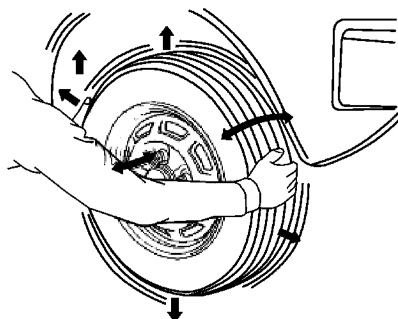


图7.3.11　检查车轮轴承间隙

(2) 如果有间隙，则按照下面的顺序调整轴承的预紧力：

① 拆下轮毂外盖、分离销、盖板
② 以19.6N·m的力矩拧紧锁紧螺母
③ 如图7.3.12所示，使轮毂旋转3次以上，使轴承充分接合
④ 使锁紧螺母的拧紧力矩按0~9.8N·m顺序拧紧
⑤ 同第③项，再次确认轴承接合
⑥ 将锁紧螺母再次按照9.8N·m的力矩拧紧
⑦ 安装外盖和分离销。如果外盖板和分离销的安装孔未对准，在15°的范围内调整螺母

[参考]

• 如果车轮轴承有磨耗，则更换新件

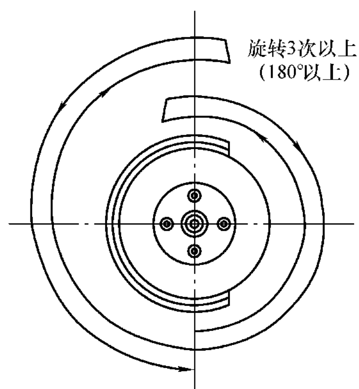
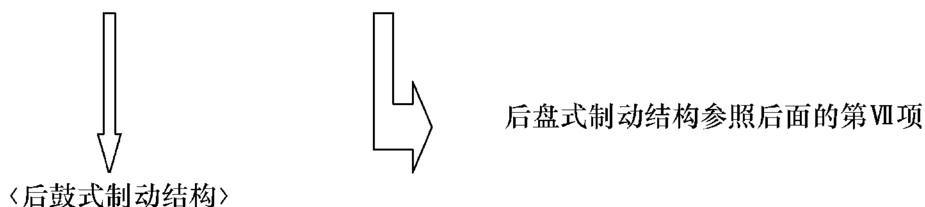


图7.3.12　检查轴承





后盘式制动结构参照后面的第Ⅶ项

〈后鼓式制动结构〉

Ⅴ. 检查后制动鼓的摆动

(1) 拆下轮胎及制动鼓

(2) 将制动鼓反向装上

[参考]

• 螺栓拧紧力矩约为49N·m

(3) 用百分表在制动鼓内表面测量摆动量，如图7.3.13所示

推荐标准值：0.1mm(百分表读数)

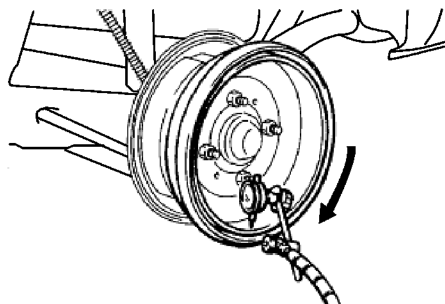
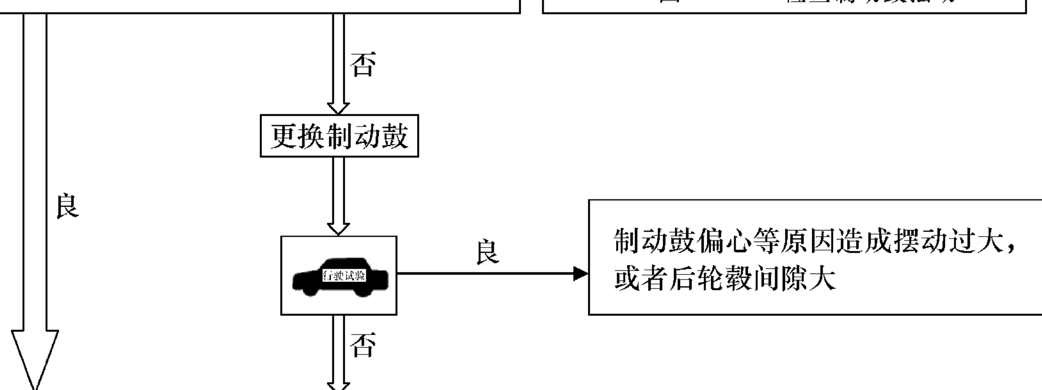


图 7.3.13　检查制动鼓摆动



否

更换制动鼓

良

良

制动鼓偏心等原因造成摆动过大，或者后轮毂间隙大

否

Ⅵ. 检查制动蹄与制动鼓的接触

(1) 在制动蹄与制动鼓之间插入测压纸，以29.7N·m的力矩拧紧

(2) 检查制动鼓接触面的状况

• 接触面的大小应该保证各轮毂螺栓周围相等

• 接触的顺序是先外后内，因此内侧的接触面积不应该大于外侧，如图7.3.14所示

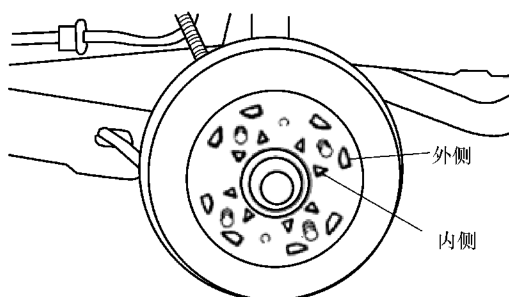
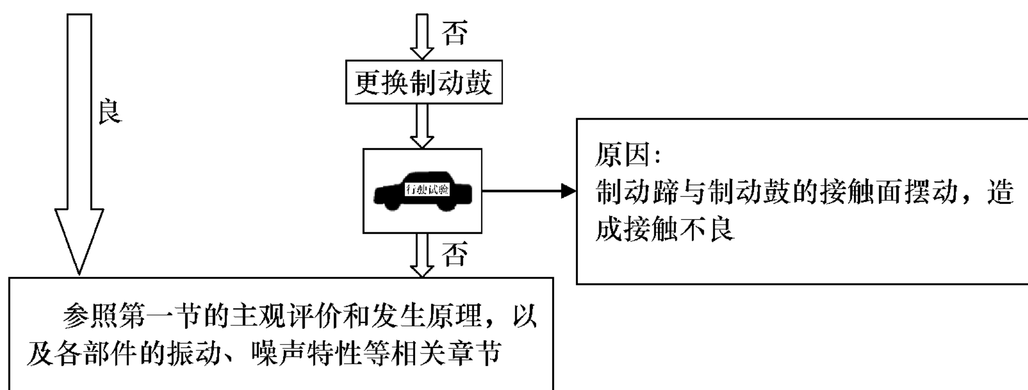


图 7.3.14　接触面积



〈后盘式制动结构〉

Ⅶ. 检查后制动盘的摆动

在距离制动盘外缘5mm处安放百分表，测量制动盘的轴向圆跳动，如图7.3.15所示

[参考]

• 为了将制动盘固定在轮毂上，在每个轮毂螺栓上施加约49N·m的均等力矩

限值：0.1mm(百分表读数)

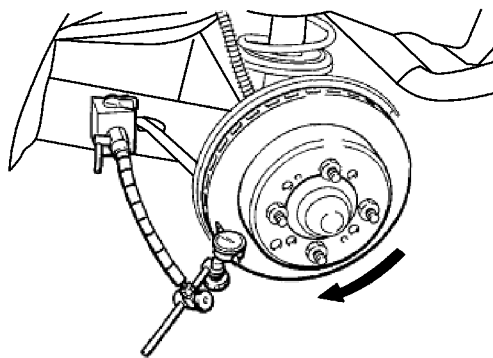
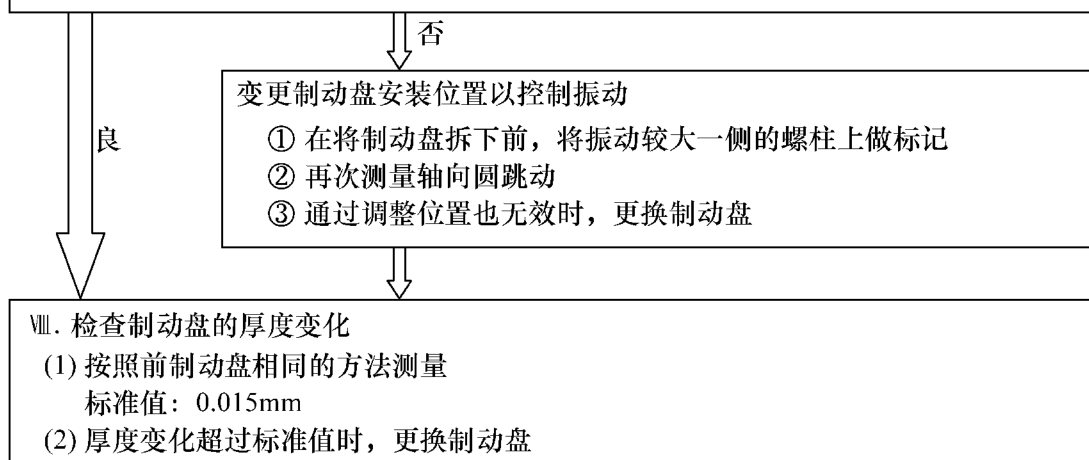
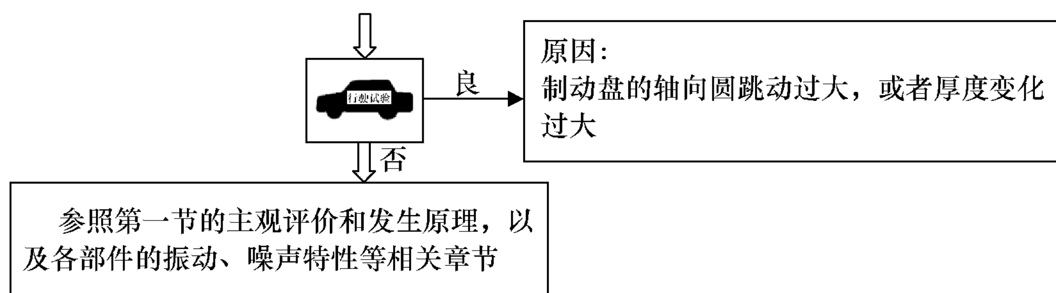


图7.3.15　检查制动盘轴向圆跳动







［参考］

① 制动抖动包括低车速时产生的振动和高车速时产生的振动两种。

② 低车速时传递到制动踏板的振动，对于盘式制动结构车型，制动盘生锈、损伤、轴向圆跳动等为主要原因，后鼓式制动结构车型则很少发生。

③ 高速时的制动抖动，多是由于制动鼓的偏心造成的，虽然查找原因很简单，但是修理时却很困难。

④ 高速时的制动抖动，也可能是车轮的不平衡引起的，制动盘及制动鼓的轴向圆跳动即使修理的很小，有时也无法消除抖动，还要同时对轮胎的不平衡进行检查和调整。

（5） 怠速振动

1） 用户投诉内容。

（1） 发动机起动后，座椅、发动机仓盖抖动。

（2） 发动机状态不佳。

（3） 怠速时，有咔嗒咔嗒的敲击声。

（4） 怠速时，车身摇动。

（5） 怠速时，转向盘抖动。

2） 检查及修理方法。

Ⅰ. 检查发动机悬置

(1) 橡胶无裂纹、凹坑

(2) 悬置支架螺栓无松动

(3) 橡胶无扭曲，定位销无接触

[参考]

·由于通过目视难以查明是否有扭曲，可以直接将螺栓松开，重新紧固，如图7.3.16所示

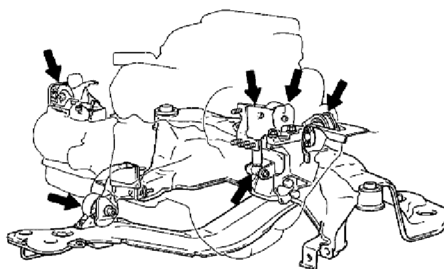
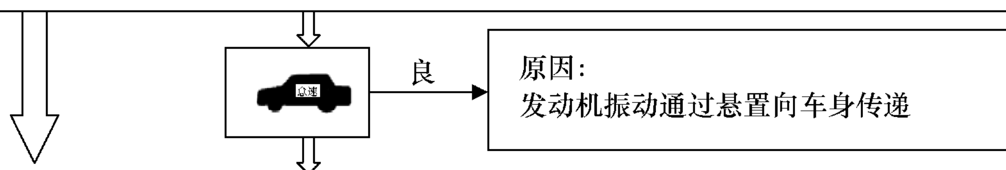


图7.3.16 检查发动机悬置



Ⅱ.检查排气系统(图7.3.17)

(1) 连接部位无漏气现象
(2) 无腐蚀现象
(3) 无变形
(4) 吊挂无扭曲、裂纹
(5) 动力吸振器安装螺栓无松动

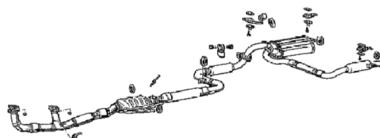


图7.3.17 检查排气系统

良 / 否

修理或更换



良

原因:
(1) 排气管腐蚀、变形
(2) 螺栓松动

Ⅲ.检查发动机

(1) 检查怠速转速(图7.3.18)
(2) 怠速时是否上下跳动
(3) 发动机状态良好
(4) 保持2档
制动状态下，换到D位，加速踏板踏下放松切换，检查振动是否有变化
(5) 各个气缸之间是否有点火角度差

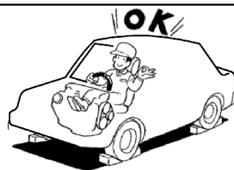


图7.3.18 检查怠速转速

良 / 否

修理或更换



良

原因:
(1) 怠速状态不佳，引起发动机侧倾
(2) 气缸之间发火不均造成激励增加

Ⅳ.检查动力减振器的安装状态(图7.3.19)

(1) 转向盘动力减振器
(2) 中间横梁减振块
(3) 变速器悬置支架减振块
(4) 排气管动力减振器

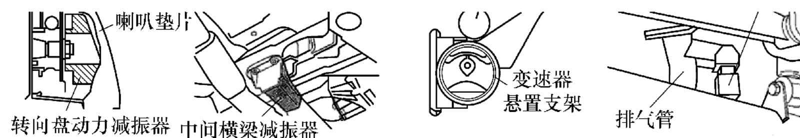
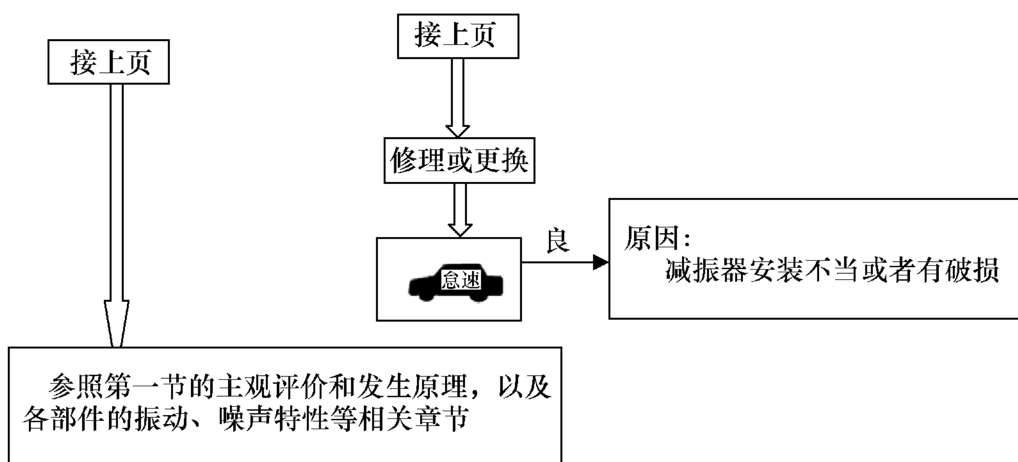


图 7.3.19 检查动力减振器安装状态

接下页

接下页





2. 噪声

（1）轰鸣声（低速、中速、高速）和发动机透射声

1）用户投诉内容。

① 车内很吵。

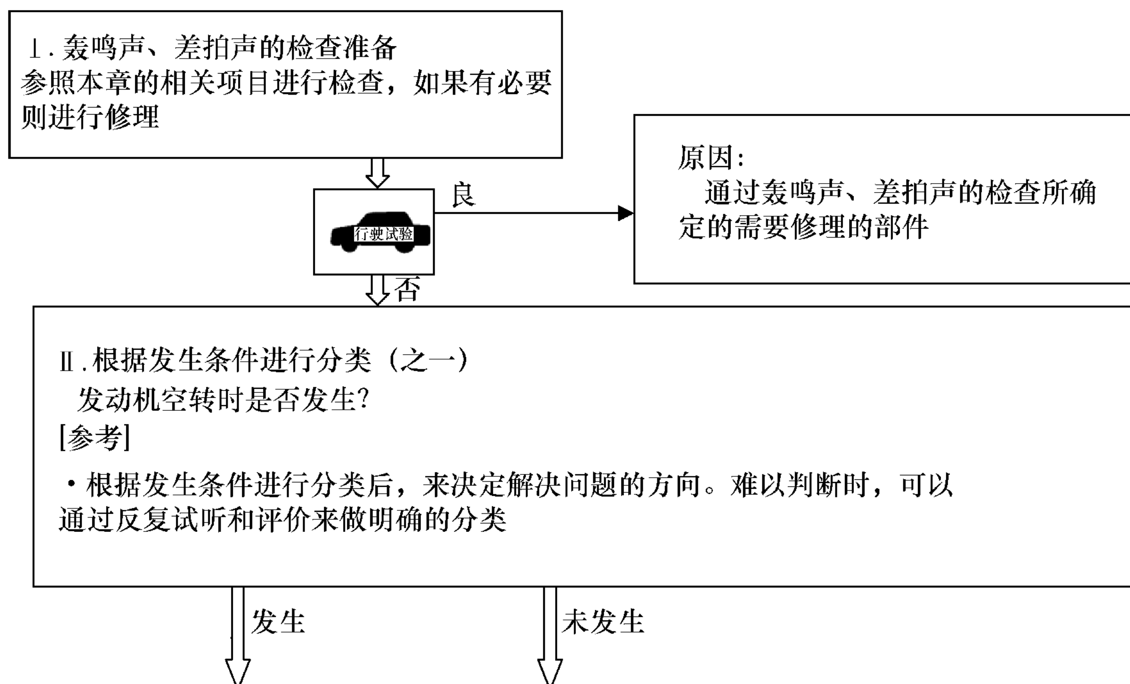
② 头疼以致无法长时间驾驶。

③ 能听到“嗡嗡”声，像是头部受到后面的冲击。

④ 无法收听车内音乐。

⑤ 车内无法交谈。

2）检查及修理方法。



■ 请参考发动机空转时发生轰鸣声、发动机透射声的内容



Ⅲ. 根据发生条件进行分类（之二）

滑行(图7.3.20)时是否发生?

[参考]

• 根据发生条件进行分类后，来决定解决问题的方向。难以判断时，可以通过反复试听和评价来做明确的分类

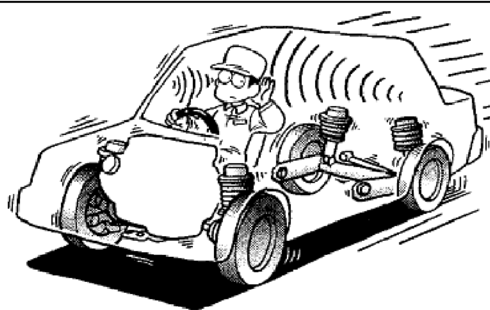
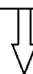


图 7.3.20　滑行试验


发生


未发生

■ 请参考车辆滑行时发生轰鸣声的内容

■ 请参考车辆驱动行驶时发生轰鸣声的内容

■ 发动机空转时所发生的轰鸣声、发动机透射声控制

发动机空转时所发生的轰鸣声、发动机透射声的主要原因如表 7. 3. 3 所示。

表 7. 3. 3　发动机空转时轰鸣声、发动机透射声的主要原因

原　　因	部　　位	不合格项
发动机振动传递	发动机悬置	永久变形、龟裂
排气噪声辐射	排气管、消声器	漏气、腐蚀、变形
排气管弯曲振动	排气管、消声器	刚度低、变形
进气噪声	空气滤清器、进气道	排气吊挂变形、龟裂、支撑不当
向车内透射	各处护孔环、前围板隔声垫、沥青垫	安装状态不当
其他	起动机、辅助机构	动作声

Ⅰ. 检查发动机辅助机构

空调压缩机、转向助力泵、起动机的V带(图7.3.21)等

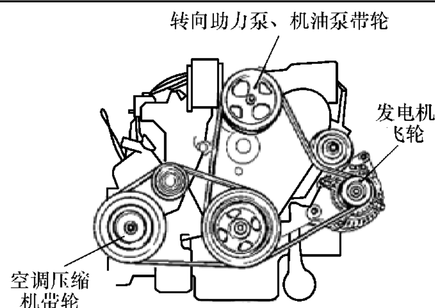
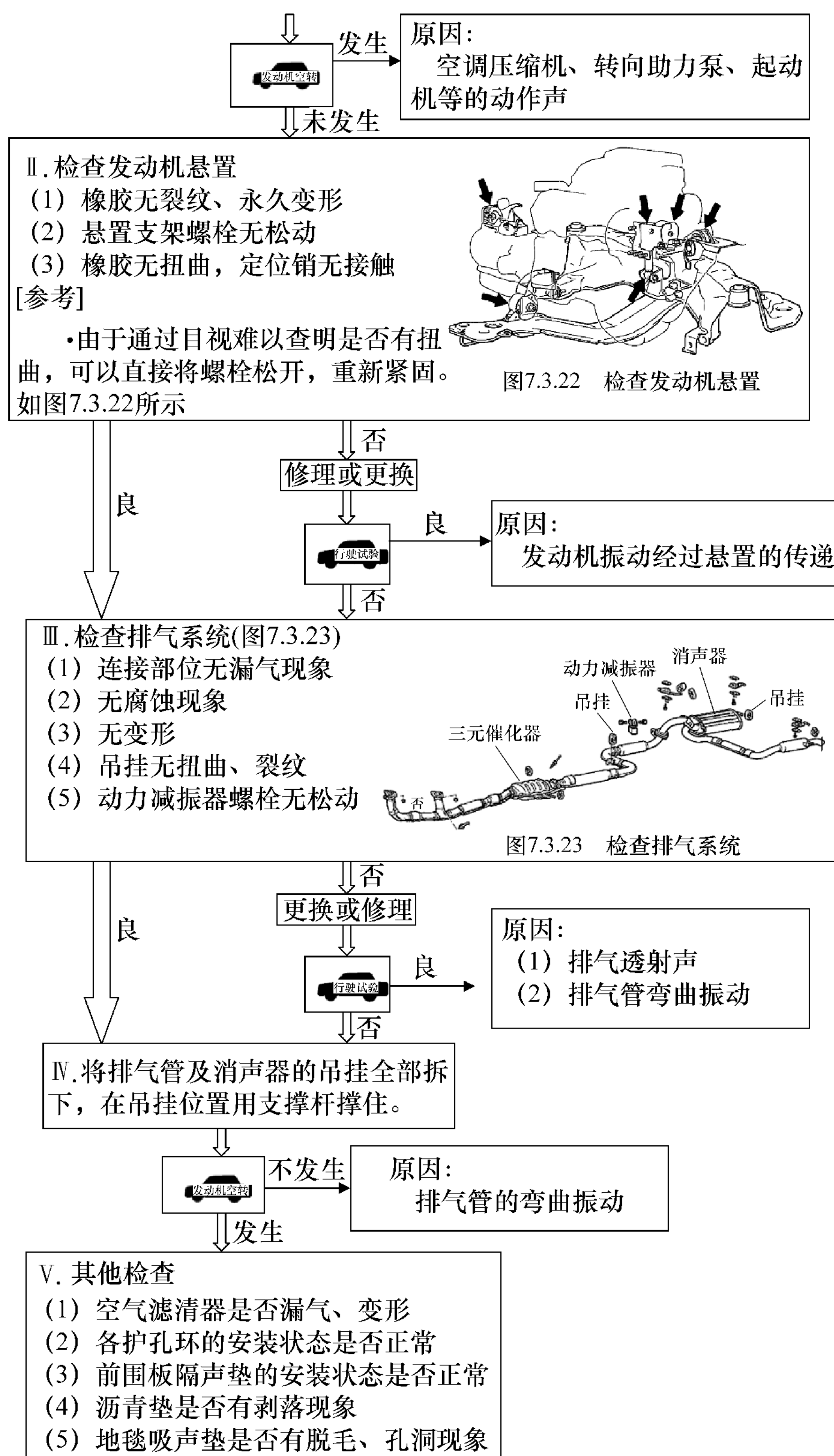


图 7.3.21　检查各种V带





发生
原因：
空调压缩机、转向助力泵、起动机等的动作声
发动机空转
未发生
Ⅱ.检查发动机悬置
(1) 橡胶无裂纹、永久变形
(2) 悬置支架螺栓无松动
(3) 橡胶无扭曲，定位销无接触
[参考]
•由于通过目视难以查明是否有扭曲，可以直接将螺栓松开，重新紧固。如图7.3.22所示
图7.3.22 检查发动机悬置
否
修理或更换
良
行驶试验
良
原因：
发动机振动经过悬置的传递
否
Ⅲ.检查排气系统(图7.3.23)
(1) 连接部位无漏气现象
(2) 无腐蚀现象
(3) 无变形
(4) 吊挂无扭曲、裂纹
(5) 动力减振器螺栓无松动
动力减振器
消声器
吊挂
吊挂
三元催化器
图7.3.23 检查排气系统
否
更换或修理
良
行驶试验
良
原因：
(1) 排气透射声
(2) 排气管弯曲振动
否
Ⅳ.将排气管及消声器的吊挂全部拆下，在吊挂位置用支撑杆撑住。
发动机空转
不发生
原因：
排气管的弯曲振动
发生
Ⅴ.其他检查
(1) 空气滤清器是否漏气、变形
(2) 各护孔环的安装状态是否正常
(3) 前围板隔声垫的安装状态是否正常
(4) 沥青垫是否有剥落现象
(5) 地毯吸声垫是否有脱毛、孔洞现象

Ⅵ.排气辐射噪声的检测

发动机空转时发生的轰鸣声，车辆处于停止状态时就可以测试，在排气管的前端安装其他的消声器，如果轰鸣声、透射声有降低，可以认为是由于排气管内部腐蚀等引起排气容量降低是最主要辐射噪声原因，如图7.3.24所示

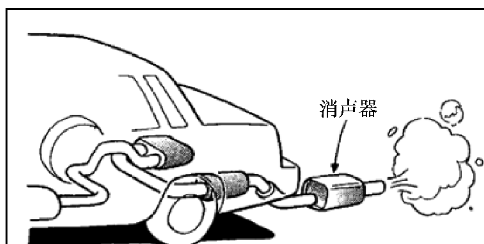


图 7.3.24 排气透射声的测试

Ⅶ.进气噪声的检测

用纸板等物体卷成筒状，安装到空气滤清器的进气管处，使发动机空转，如果声音有所降低，则说明是进气噪声，如图7.3.25所示

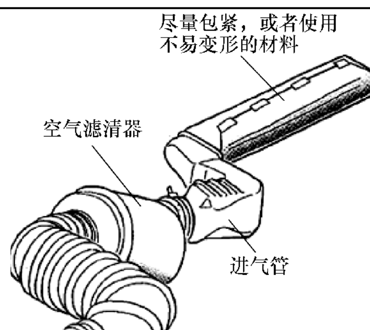


图 7.3.25 进气噪声的测试

■ 车辆滑行时的轰鸣声控制

车辆滑行时发生的轰鸣声主要原因如表 7. 3. 4 所示。

表 7. 3. 4 车辆滑行时发生的轰鸣声主要原因

原 因	部 位	不合格项
驱动系统不平衡引起的振动	驱动轴 中间支承 液力变矩器	不平衡摇摆
轮胎不均引起的振动	轮胎	轮胎不均

Ⅰ.检查驱动系统的不平衡

(1) 驱动轴是否有弯曲

(2) 中间支承是否有磨耗、间隙、偏心

(3) 驱动轴是否有漏油，防尘罩是否有因损伤造成的水混入

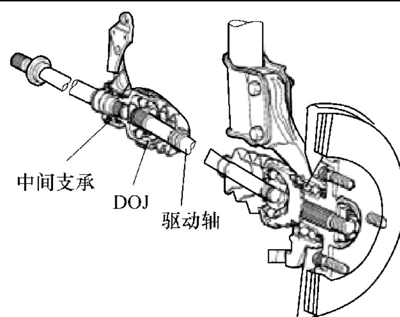
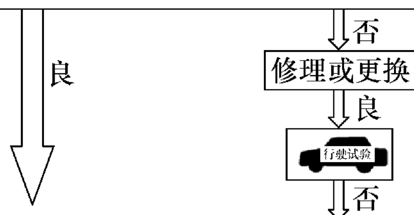
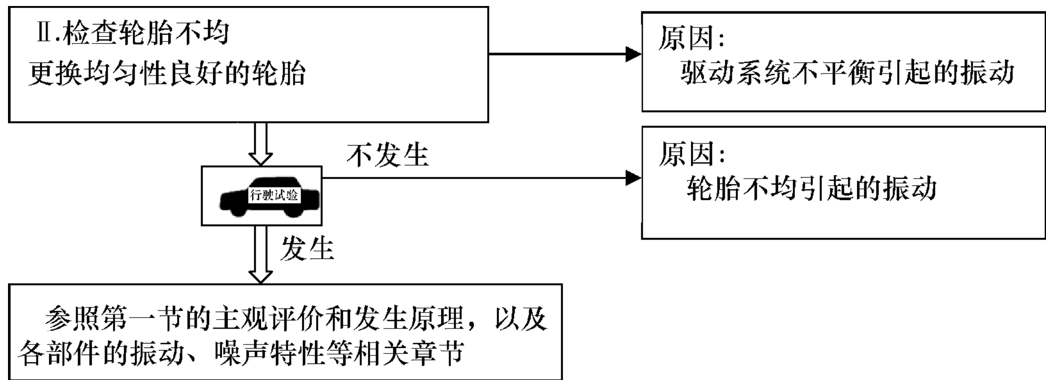


图7.3.26 检查驱动系统







■ 驱动行驶时轰鸣声的控制

车辆正常行驶时所发生的轰鸣声的主要原因如表 7. 3. 5 所示。

表 7. 3. 5　车辆正常行驶时所发生的轰鸣声的主要原因

发生原因		低速轰鸣声	中速轰鸣声	高速轰鸣声
发动机	发动机振动传递	○	○	○
	进气噪声的透射	—	○	○
	辅助机构共振	—	—	○
排气系统	排气透射声	○	○	—
	排气管共振	—	○	○
驱动系统	驱动轴共振	—	—	○
悬架系统	轮胎不均引起的振动	—	○	○
	其他振动传递	—	○	○

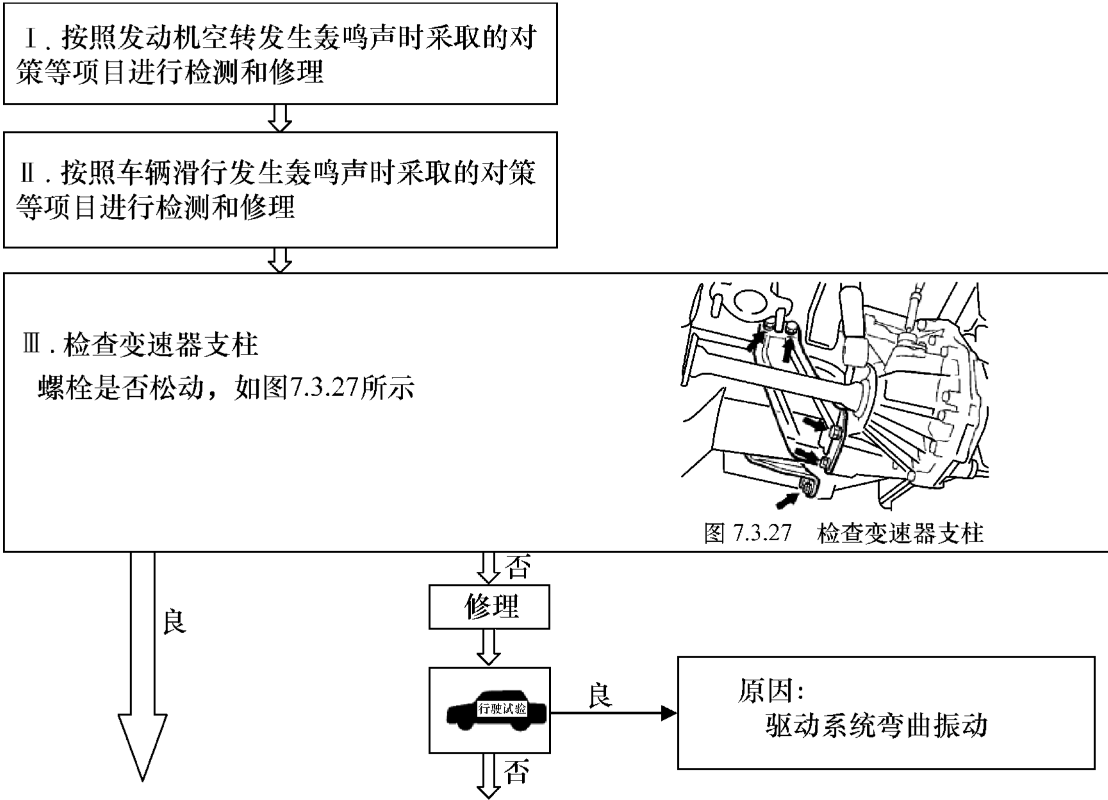


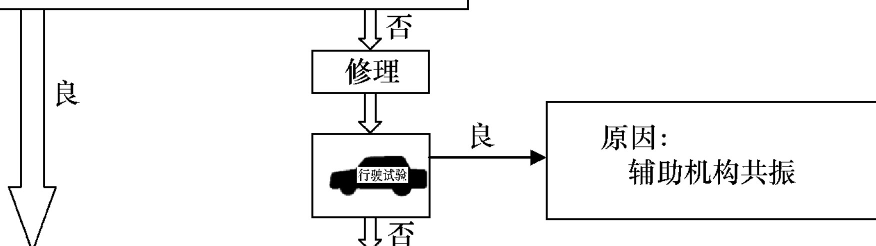
图 7.3.27　检查变速器支柱

Ⅳ. 检查辅助机构的安装状态

（1）空调压缩机

（2）起动机

（3）转向助力泵



Ⅴ. 检查悬架系统

前、后悬架各处衬套、减振垫是否有松弛、劣化、龟裂现象，如图7.3.28所示

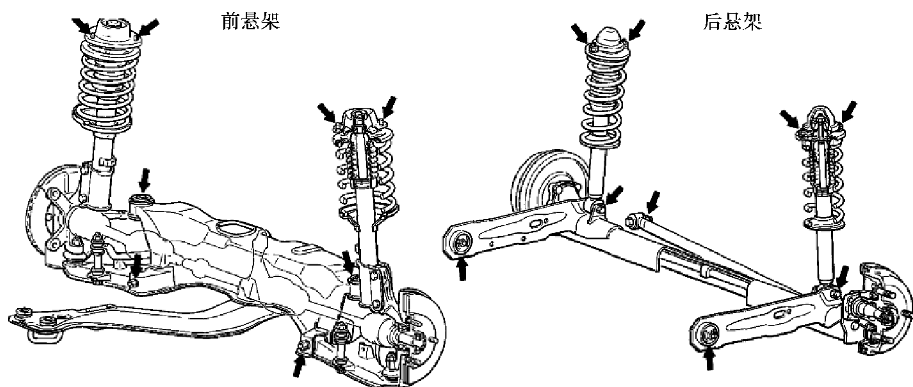
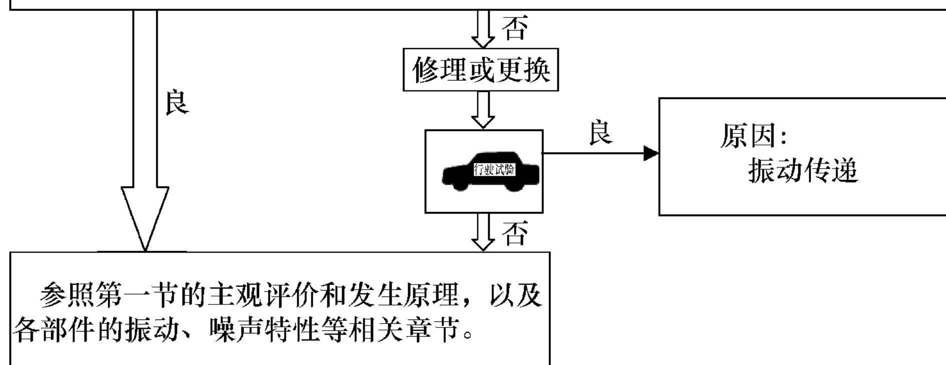


图 7.3.28　检查悬架系统衬套



参照第一节的主观评价和发生原理，以及各部件的振动、噪声特性等相关章节。

［参考］

· 产生轰鸣声的原因有很多，是非常难以解决的问题。因此，当实际发生轰鸣声时，不要急于着手制订解决方案，仔细阅读第一节、第二节的相关内容，做好充分准备。

（2）差拍声



1）用户投诉内容：

① 听到“嗡嗡”声。

② 发动机起伏。

2）检查及修理方法。

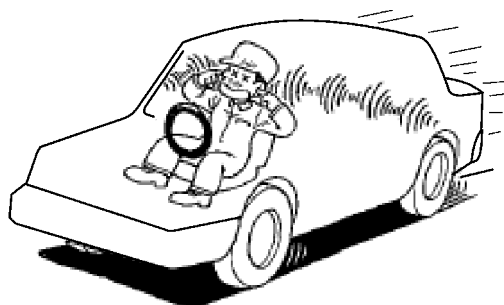
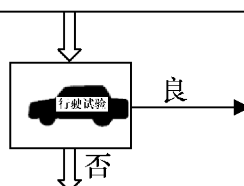


图 7.3.29　发生差拍声

Ⅰ. 轰鸣声、差拍声检查准备

参照轰鸣声、差拍声项目进行检查，如有需要进行修理



良 →

原因：

在轰鸣声、差拍声检查过程中发现需要修理的部位或零件

否 ↓

Ⅱ.根据发生条件进行分类

发动机空转时是否发生(图7.3.30)?

参考:

• 根据发生条件进行分类后，来决定解决问题的方向。难以判断时，可以通过反复试听和评价来做明确的分类

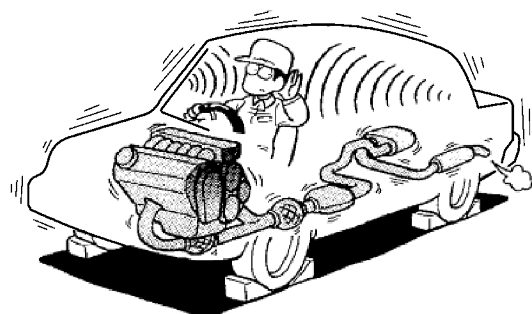


图 7.3.30　主观评价试验

■ 请参考车辆滑行时发生差拍声的内容

■ 请参考车辆驱动行驶时发生差拍声的内容

■ 发动机空转时发生的差拍声控制

发动机空转时出现的差拍声，其发生原因很容易查找。表 7.3.6 为发生差拍声的主要原因。

表 7.3.6　发生差拍声的主要原因

两个相关的振动		振动频率差形成原因
发动机振动： ○ 不平衡（1 次振动） ○ 转矩变动（3 次振动）	发动机辅助机构振动： ○ 起动机不平衡、旋转体间隙 ○ 转向助力泵不平衡、旋转体间隙 ○ 空调压缩机不平衡、压力变动	飞轮传动比



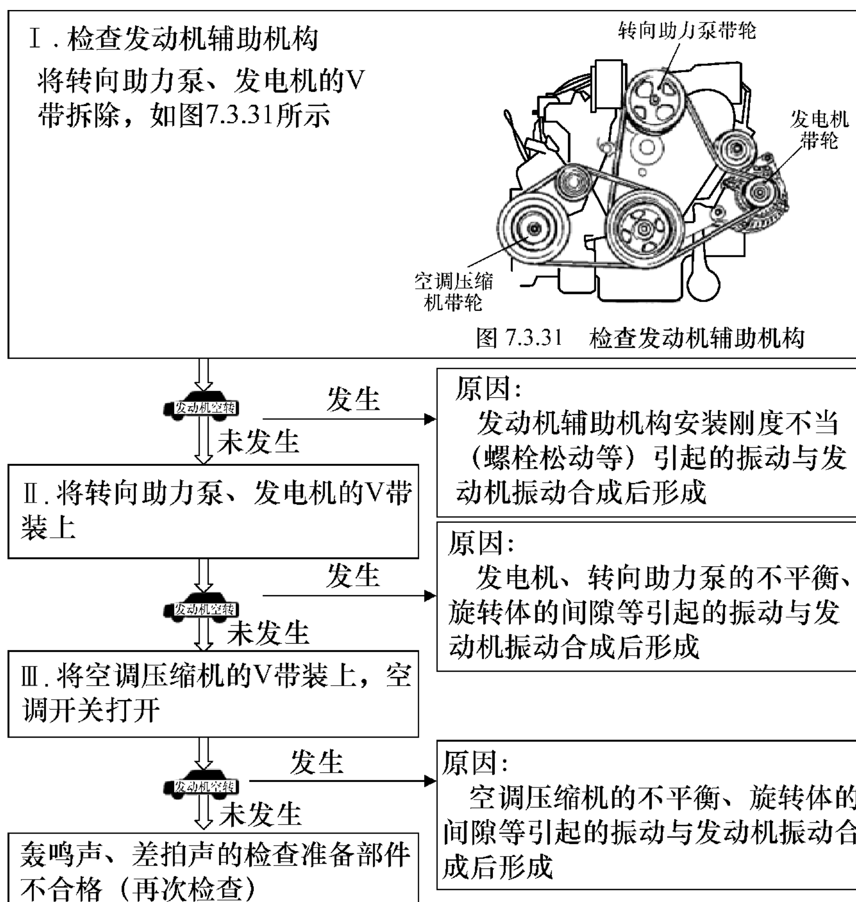


图 7.3.31 检查发动机辅助机构

■ 行驶中发生的差拍声控制

车辆在行驶过程中所发生的差拍声其主要原因如表 7. 3. 7 所示。

表 7. 3. 7 车辆在行驶过程中所发生的差拍声其主要原因

两个相关的振动		振动频率差形成原因
发动机振动： ○ 不平衡（1 次振动） ○ 转矩变动（3 次振动）	驱动系统振动： ○ 液力变矩器的不平衡（1 次振动） ○ 驱动轴主减速器侧（DOJ）激励（6 次振动）	液力变矩器的滑移率 主减速比
	轮胎振动： ○ 旋转 4 次成分的不均性 ○ 旋转 8 次成分的不均性	主减速比

（3）接缝噪声、路面噪声、胎纹噪声（图 7. 3. 32）

1）用户投诉内容：

① 车辆通过铺装路上的接缝时，车身冲击较大。

② 铺石路面的振动使人坐不住。

③ 粗糙路面上车内很嘈杂。

④ 车内很吵。

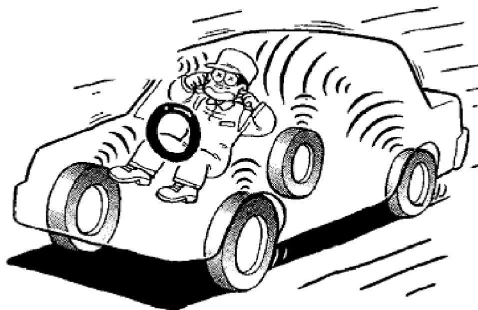


图 7. 3. 32 接缝噪声、路面噪声、胎纹噪声



⑤ 换装雪地胎后噪声更大。

Ⅰ. 检查驱动系统不平衡(图7.3.33)

(1) 驱动轴无弯曲

(2) 中间轴承无磨耗、间隙、偏心

(3) 驱动轴无漏油，防尘罩无损伤、无渗水

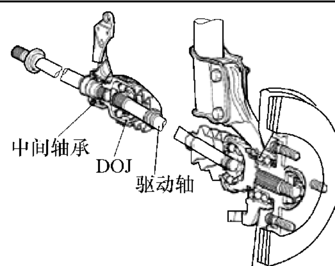
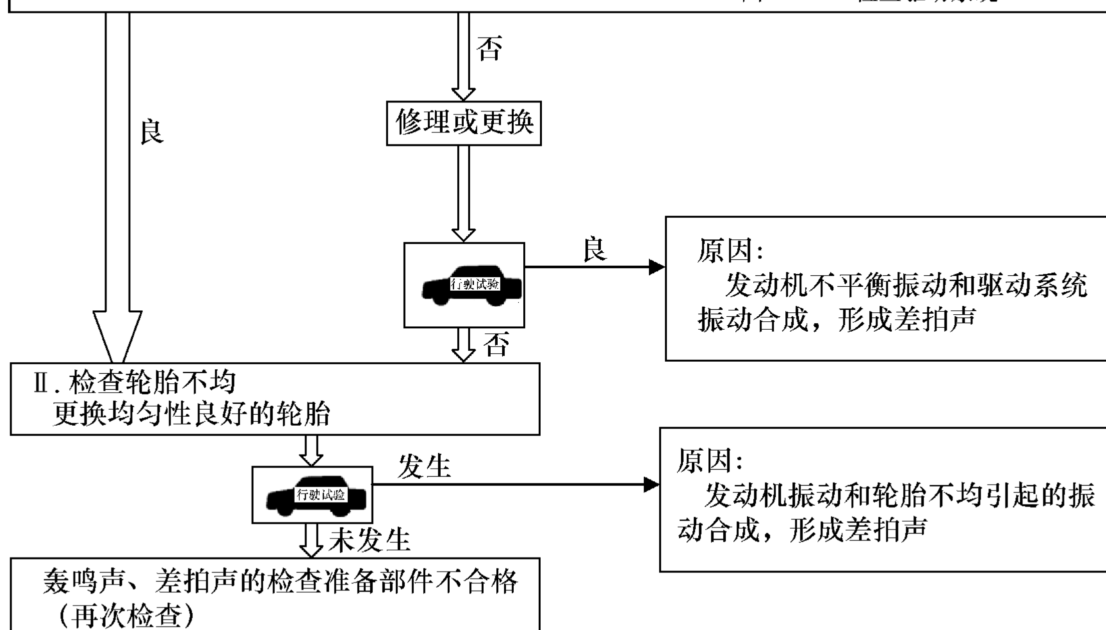


图 7.3.33 检查驱动系统



2）检查及修理方法。

Ⅰ. 检查轮胎

（1）是否是容易发生胎纹噪声的轮胎胎纹构造

（2）是否产生了容易产生接缝噪声、路面噪声的轮胎弹性振动

参考其他章节中的部件振动、噪声中的轮胎等有关内容，并进行充分的检查

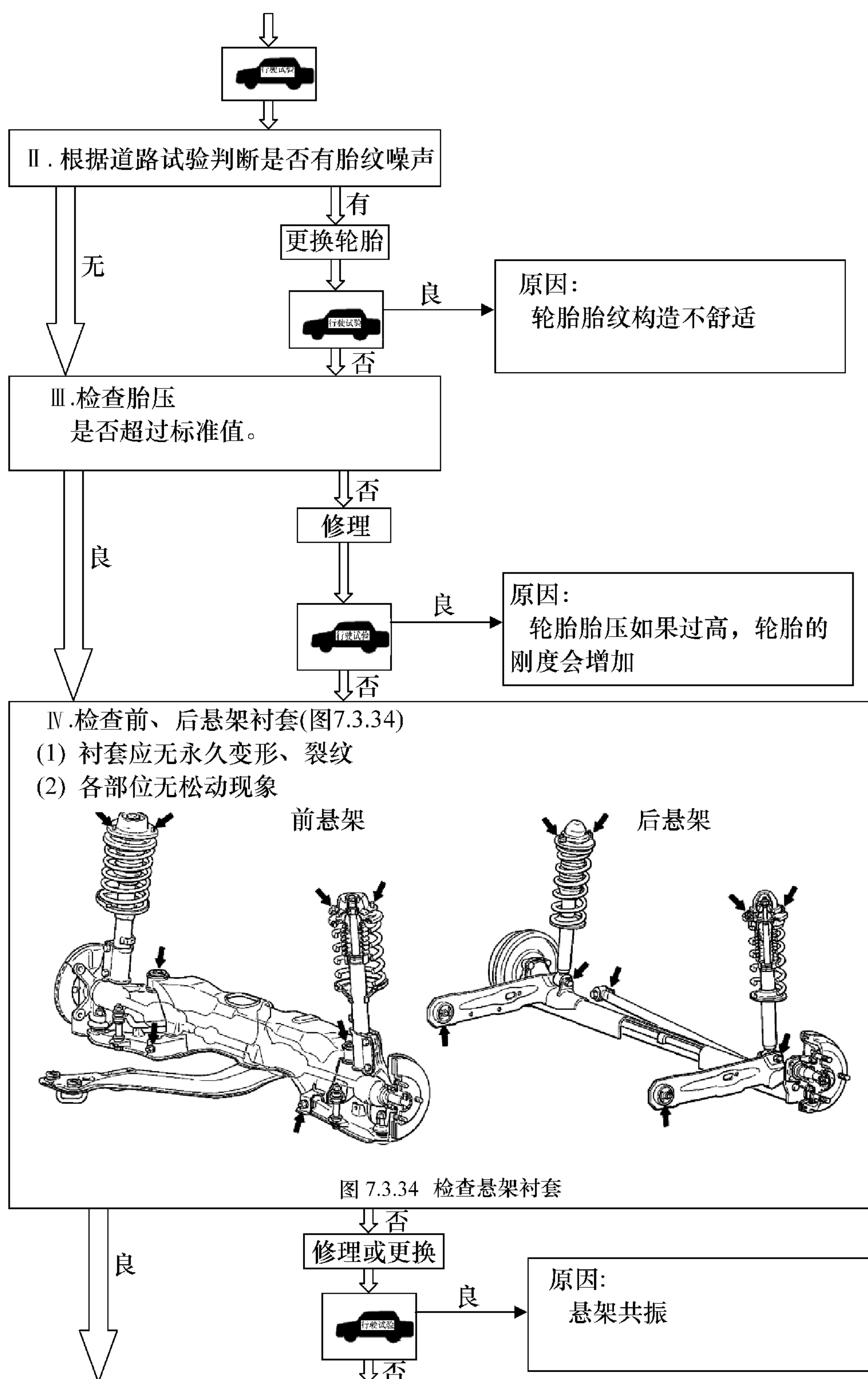


图 7.3.34 检查悬架衬套



（4）制动啸叫

1）用户投诉内容：

① 制动时有“ki”样的声音。

② 制动时有“咕”样的声音。

③ 制动时有很高的啸叫声。

2）检查及修理方法。

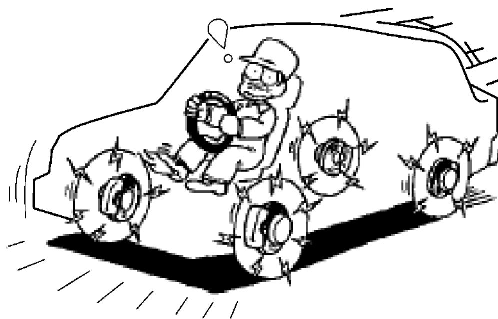


图 7.3.35　制动啸叫

I. 检查制动部件(图7.3.36)

(1) 制动盘的衰退状态

① 制动盘表面由于受热而产生的硬化层，用砂轮等修理

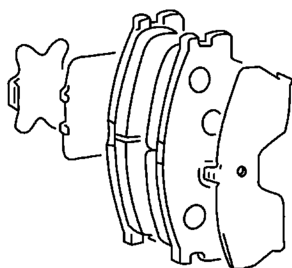
② 是否有异常磨耗现象

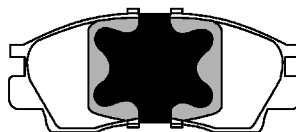
(2) 制动片的安装状态

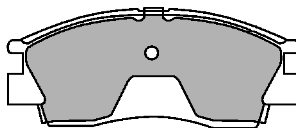
① 是否是正规的制动片

② 检查制动片是否有剥落、磨耗、热变形等，如明显则更换

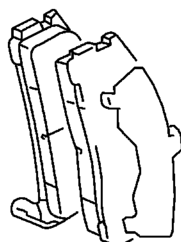
前制动盘







后制动盘



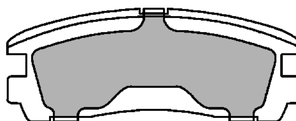


图 7.3.36　检查制动部件

在外垫片和制动片之间涂抹润滑脂（图 7.3.37）。

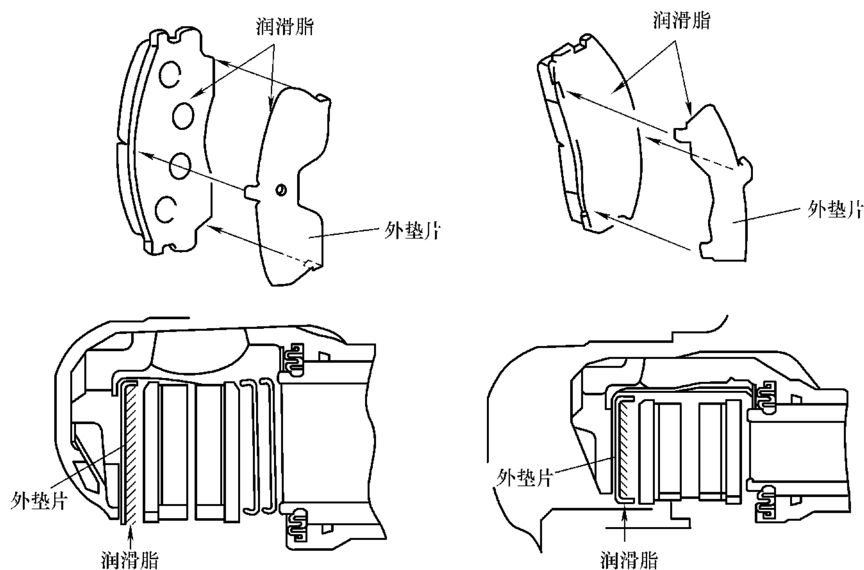


图 7.3.37　润滑脂的涂抹位置

(3) 后制动蹄的安装状态

在制动蹄和制动片及制动蹄与支撑销等处涂抹润滑脂(图7.3.38)

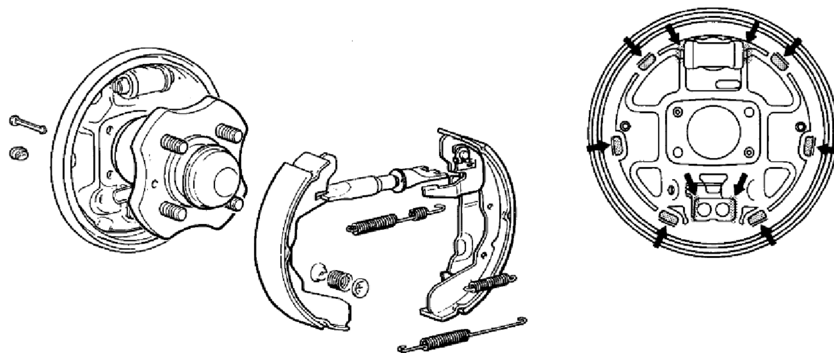
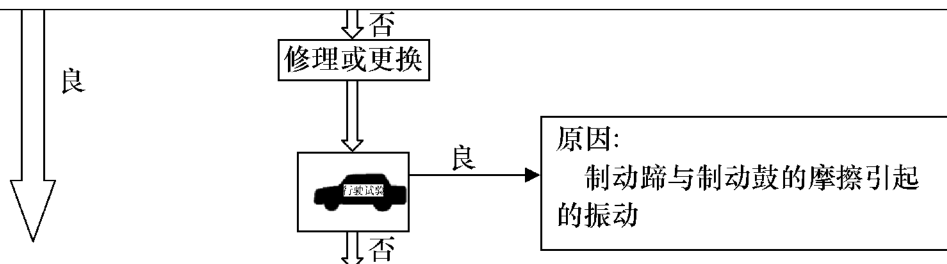


图 7.3.38　润滑脂的涂抹位置





Ⅱ. 检查制动片与制动鼓的接触

在制动鼓的内表面上涂一薄层标记（如用白粉笔），将制动蹄压紧到制动鼓上，并使之转动。检查粉笔标记

[参考]

①制动片与制动鼓的接触，与制动啸叫相关，全面接触为好，如图7.3.39所示，如果是中央部位A接触、或者两端B接触都属于局部接触，造成接触部位的面压很高

②检查结束后，将粉笔标记擦除

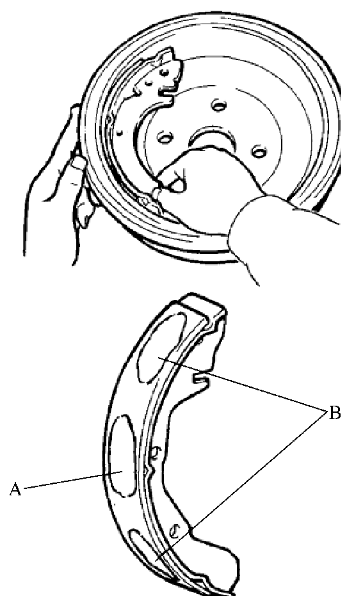
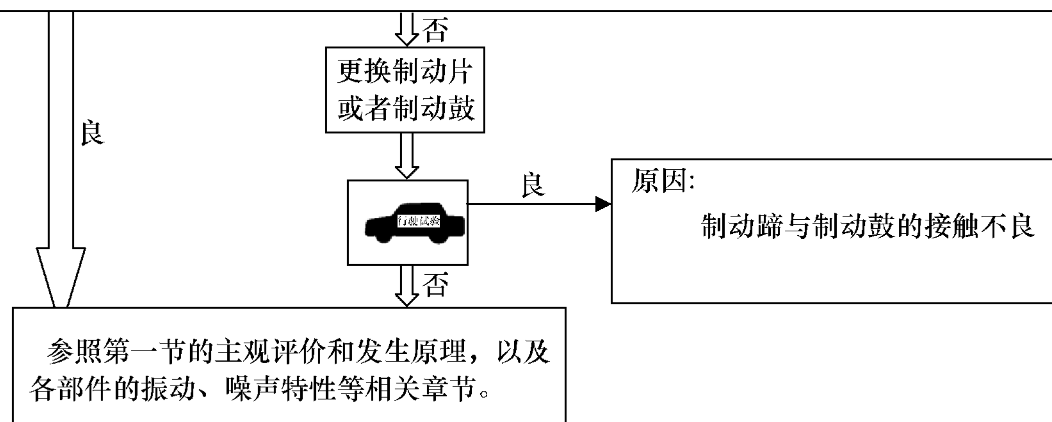


图 7.3.39　检查接触情况



（5）风噪（图 7. 3. 40）

1）用户投诉内容：

① 高速行驶时在车窗等处有很高的声音。

② 高速行驶时有漏风的声音。

③ 车身的某些孔、洞、缝隙处有风吹进来。

2）检查及修理方法。



图 7. 3. 40　风噪

Ⅰ.检查准备

（1）车门、内饰板等的安装状态是否正确，是否有段差

（2）车门密封条是否有变形、安装不当及与车门之间是否有间隙

用报纸插入到密封条与车身之间，如果报纸很容易地就能拔出来，说明密封不当。如图7.3.41所示。可以用丁基胶带减小间隙

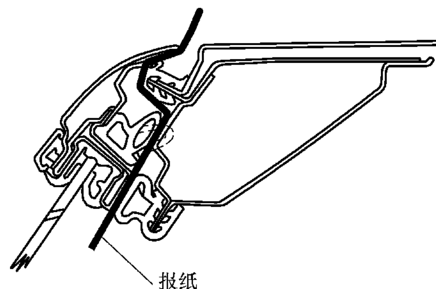
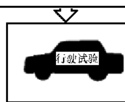


图 7.3.41　检查密封条间隙



Ⅱ. 确认风噪发生部位(图7.3.42)

确认风噪是从哪个部位发生的。一般用耳听即可判断

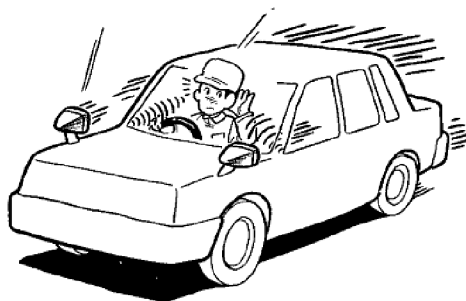
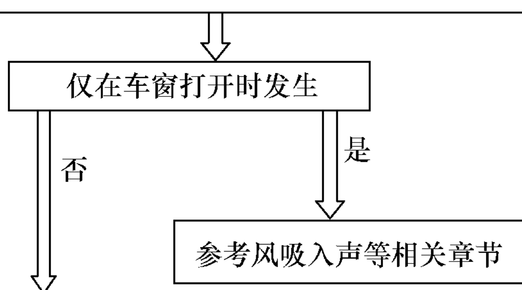


图 7.3.42　判断风噪发生部位





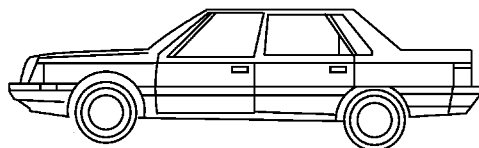
Ⅲ.判断风噪发生部位方法(图7.3.43)

(1) 易发生部位处理

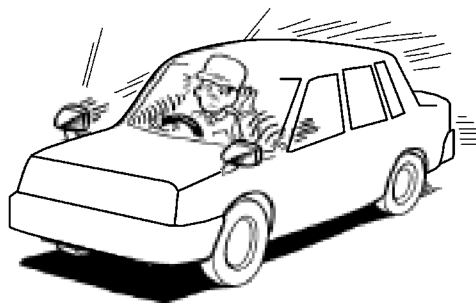
① 板件的接缝

② 突起

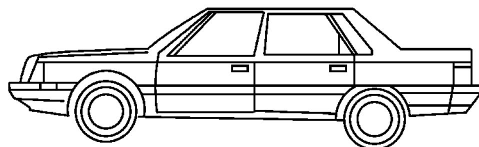
③ 玻璃与车身的接缝等易发生风噪部位全部用胶带密封



(2) 密封后进行道路试验，确认是否有风噪发生。如果经过以上加强密封后仍有风噪发生，再用胶带密封一些可疑之处。以最终不发生风噪为准



(3) 将上述试验过程中粘贴的胶带逐一拆除，一直到发生风噪为止



(4) 拆除胶带，如果发生风噪，在发生风噪的部位重新粘贴上胶带，拆除其他部位的胶带，确认此时是否有风噪发生。最后留下来的胶带粘贴处即为风噪发生处

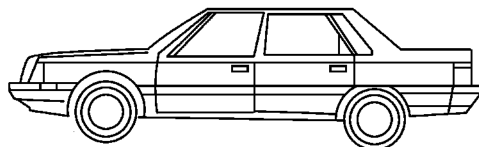
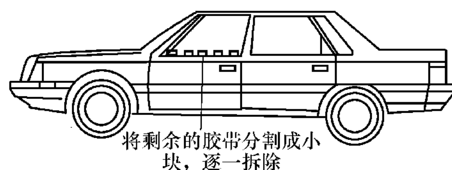


图 7.3.43　判断风噪发生部位

(5) 将剩下来的胶带分成小块，再粘贴上。然后逐块拆除，缩小范围



(6) 最后剩下来的胶带取下后风噪发生，反复确认风噪的最终发生部位。

(7) 通过以上试验可以确定风噪的具体发生部位(图7.3.44)。可以使用胶带或者车身密封剂来堵塞缝隙

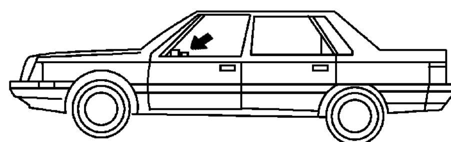
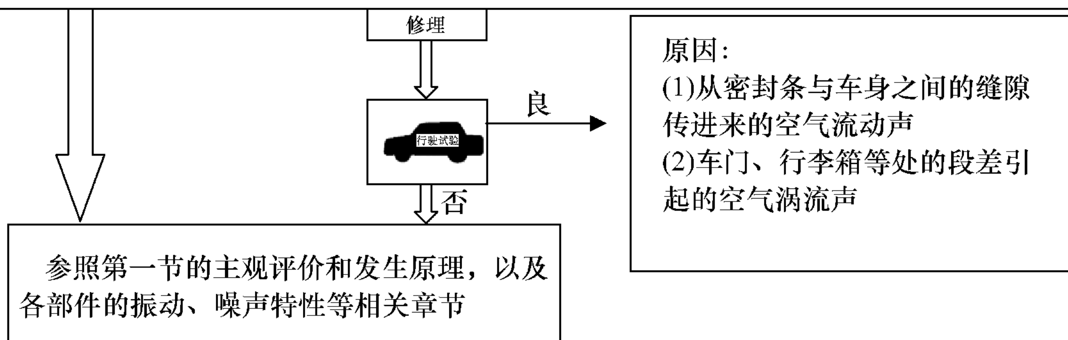


图 7.3.44　风噪发生部位确认



［参考］

风噪可以在发生部位使用胶带等加强密封后基本上可以解决。必须要注意的有以下两点：

① 在处理风噪过程中，有些声音是很容易分辨的，但是还有一些难以辨别。此时，用胶带密封后来判断是否发生的方法可能会失效。

② 一旦判断失误，无论如何努力也不会有效果。此时，由于试验操作很简单，可以从头再来。



三、检查与修理

1. 轰鸣声、差拍声的检查准备

与轰鸣声、差拍声相关的部件有很多，判断是从哪个部位发生的是很困难的，因此在解决此类问题时通常要花费大量的时间和费用。一旦判断失误，会造成无论如何努力都无法实现目标，像走入了迷宫一样，这样的例子经常发生。因此，最快地处理轰鸣声、差拍声的方法是找到最便捷的途径。

在处理轰鸣声、差拍声时，检查车辆应该具备的状态，确定表 7.3.8 的内容是最重要的开始。根据这些检查有时会很容易地找到发生原因。

表 7.3.8　轰鸣声・差拍声的检查项目

轰鸣声・差拍声的检查项目	
［1］外观	［5］驱动系统
（1）车辆的姿势	（1）驱动轴防护罩是否有损伤
（2）各部位的安装间隙	（2）是否有异响
（3）是否有破损、变形、腐蚀	［6］轮胎
［2］发动机	（1）胎压是否正常
（1）发动机状态	（2）轮胎的种类
（2）空气滤清器噪声	（3）轮胎是否有磨耗、变形
（3）电子风扇的变形	（4）车轮是否有变形
（4）V 带的张力、破损	（5）轮胎上是否有异物
（5）各部位的间隙、干涉	（6）是否有平衡块
［3］发动机悬置	［7］悬架系统
（1）悬置橡胶是否有永久变形、损伤	（1）各部位是否支承坚固，是否有间隙、干涉
（2）发动机和变速器支承是否坚固	（2）衬套是否有永久变形、裂纹、劣化
（3）是否有异物混入	（3）横拉杆的安装状态
［4］排气系统	（4）减振器动作是否正常
（1）排气管是否有损伤、裂纹、腐蚀	（5）弹簧的状态
（2）排气管是否有松动、漏气	［8］其他
（3）消声器及三元催化器是否有损伤	（1）起动机、转向助力泵、空调压缩机的旋转状态
（4）排气管是否有干涉	（2）前围板的各护孔环状态
（5）排气管吊挂橡胶是否劣化	（3）节气门拉索、各拉索的安装状态
（6）排气吊挂橡胶的拉力是否正常	（4）地板垫、吸声垫、地毯的状态
	（5）动力减振器的安装状态

（1）外观

1）车辆的姿势（图 7.3.45）。保证胎压为标准值，在平坦的路面上观察车辆是否有左右倾斜。

2）各部位的安装间隙。保险杠、车门及发动机舱盖等的安装是否有间隙。

3）是否有破损、变形、腐蚀现象。检查车身各部位是否有明显的破损、变形、腐蚀现象。

（2）发动机

1）发动机状态。

① 从怠速开始到 3000r/min，使转速缓慢上升，检查发动机是否有左右激烈摇摆、异响等现象。

② 如有必要，检查各个气缸之间的压缩比差、爆发压力以及怠速时的发动机转速稳定性。

2）空气滤清器噪声。到发生噪声为止，使发动机转速上升，检查是否有较大的声音以及空气滤清器是否激烈振动。

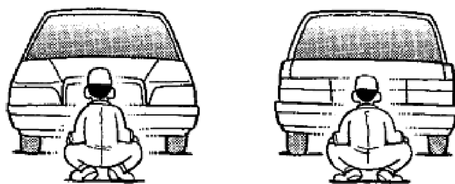


图 7. 3. 45　车辆的姿势图

3）电子风扇的变形。通过目视检查电子风扇是否有变形。

4）检查 V 带的张力、损伤。

① 检查是否为正规的 V 带以及 V 带安装状态。

② V 带的张力是否为标准值。

③ V 带上是否有裂纹。

5）检查各部位的间隙、干涉。

① 在各种发动机转速（特别是出现问题的转速）下，检查发动机的振动以及各部位之间是否有干涉。

② 发动机舱内各部件及支架的安装状态、是否有间隙。

（3）发动机悬置

1）发动机、变速器悬置及扭转限位块的橡胶是否有永久变形、损伤，上下晃动发动机及变速器两三次，检查发动机及变速器是否平滑地回复到原位置。

2）发动机与变速器支承是否坚固。检查发动机与变速器的连接螺栓是否有松动现象。

3）检查是否有异物。检查发动机及中间横梁、纵梁之间是否有小石块等异物混入。

（4）排气系统

1）排气管损伤、裂纹、腐蚀。检查排气管是否有损伤、裂纹、腐蚀。

2）排气管松动、漏气。检查螺栓是否松动、是否有漏气。

3）消声器及三元催化器的损伤。

4）排气管的干涉。

① 上下摇动排气管 2 ~ 3 次，检查各部位是否有干涉。

② 检查三元催化器及热防护罩、地板之间的间隙，是否有干涉。

5）排气管吊挂橡胶劣化。

① 上下摇动排气管 2 ~ 3 次，检查排气管是否平稳跳动及落回原点。

② 如有必要，拆下吊挂，检查是否有劣化、裂纹现象。

6）吊挂拉力。检查吊挂的拉力是否平均、是否有张力过大或者过小现象。

（5）驱动系统

1）驱动轴防尘罩损伤。检查是否有防尘罩损伤而造成的水、尘土渗入。

2）旋转时是否有异响。变速器置于空档，将车抬起用手转动车轮，检查各部位是否有异响。

① 驱动轴的中间轴承。

② 车轮轴承。

③ 主减速器。

④ 制动系统。



（6）轮胎

1）胎压。检查胎压是否为标准值。

2）轮胎种类。所安装的是否为规定的轮胎。

［参考］

轮胎对振动、噪声的影响非常大，所使用的轮胎是否为规定种类（尺寸、形状等）关系重大。

3）轮胎的磨耗、变形。

① 轮胎胎纹沟槽是否为规定形状，或者是否有异常磨耗。

② 车轮是否有变形、损伤。

4）轮胎上是否有异物嵌入。在胎纹沟槽内是否嵌入小石块、钉子等异物。

（7）悬架系统

1）部件间连接、间隙、干涉。

① 将车辆抬起，左右、前后摇晃车轮，检查各转向节、接头的间隙。

② 悬架各连接处是否松动、变形、间隙。

2）衬套是否有永久变形、裂纹、劣化。

3）横拉杆的安装状态。

① 检查安装点是否有间隙、漏油、损伤、变形。

② 减振垫、衬套是否有劣化、损伤。

4）减振器的动作。在车前端保险杠的左端或者右端用力下压并放开，检查车身上下振动情况。

5）螺旋弹簧。检查弹簧是否正确地安装在弹簧座内。

（8）其他检查

1）检查起动机、转向助力泵、空调压缩机的旋转状态。

① 使发动机速度缓慢上升，检查是否有异响发生。

② 如有必要，拆除V带，用手转动飞轮，检查是否有异常情况。

2）检查前围板的护孔环状态。检查各护孔环的安装是否正确，有无损伤。

3）检查节气门拉索、各拉索的安装状态。拉动各种拉索，检查与车身、其他部件是否有干涉。

4）检查地板垫、吸声垫、地毯的状态。检查上述部件是否有剥落、破损。

5）检查动力减振器的安装状态。确认各动力减振器的安装状态及橡胶是否有劣化、裂纹现象。

① 排气吊挂处。

② 中间横梁处。

2. 跳动

（1）什么是跳动？

作为测量旋转件的同轴度、垂直度等的形位公差的方法，指定旋转件的旋转中心，根据零件上某一固定点的摆动可以简单地进行测量。

因此，从实用性的角度来看，以跳动量来代替垂直度在实际中经常被使用。另外，如果旋转件存在跳动，经常会引起一系列的振动、噪声问题，解决这些跳动问题，就可以控制振

动、噪声现象。并且跳动现象不仅仅与振动、噪声问题有关，在一些日常的汽车产品修理中也经常会遇到。

测试跳动量时，将百分表靠近测试对象，使测试对象绕某个轴旋转，通过百分表指针的变化就可以测得跳动量。根据指针的接触方式可以分为径向圆跳动和轴向圆跳动两种。

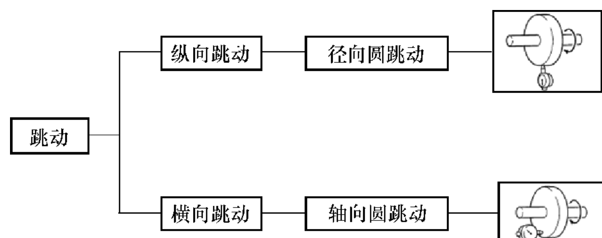


图 7. 3. 46　跳动的分类

［参考］

1）根据跳动的测量方法，可以包括同轴度、垂直度、平面度、圆度等多种几何公差。

2）跳动的单位一般以 mm 为标准值。

（2）跳动和旋转体的不平衡

轮胎等比较大的部件的跳动是不平衡的主要原因。

例如，如果轮胎跳动较大，其跳动量中的大部分相当于额外增加了一部分重量，由此而产生了旋转时的不平衡。

图 7. 3. 47 所示为径向圆跳动的例子，同时也包含轴向圆跳动。

即使是较小的部件，与其结合在一起的部件的跳动会使整体产生摆动，因此而产生了不平衡。

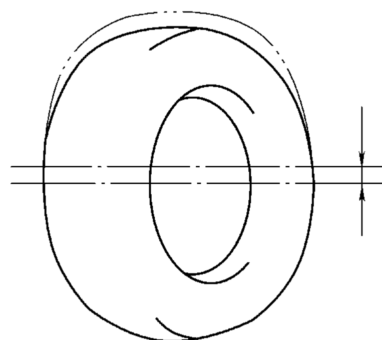


图 7. 3. 47　轮胎跳动测量

［参考］

1）径向圆跳动是静不平衡的主要原因。

2）轴向圆跳动是动不平衡的主要原因。

（3）车轮跳动的检测和修理

1）检测。轮胎、车轮的跳动检测。

① 保证胎压为标准值。

② 抬起车辆。

③ 检查车轮轴承、球接头是否有间隙。

④ 测量轮胎的纵向跳动。如图 7. 3. 48 所示。

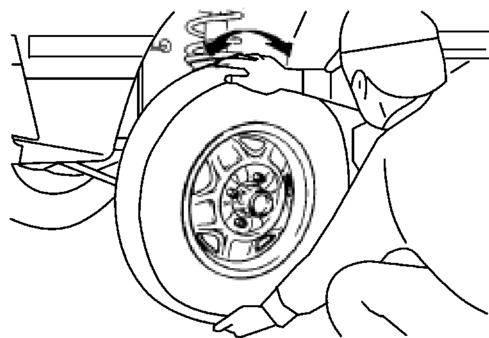


图 7. 3. 48　检查轮胎跳动

在轮胎的中心没有凸凹不平处，设置量规，转动轮胎进行测试。如果超过标准值则更换轮胎。

参考值：3mm。

［参考］

a）车辆行驶 15min 后再进行测量。

b）轮胎表面没有较平坦位置，可以用胶带缠绕轮胎形成平面后测量。



⑤ 轮胎的横向跳动。将量规设置在轮胎侧壁处进行测试。如果超过标准值则更换轮胎（图 7.3.49）。

标准值：3mm。

⑥ 检查车轮的跳动。将量规设置在车轮的耳部，测量径向圆跳动和轴向圆跳动。如果超过标准值则更换车轮（图 7.3.50）。

参考值　　　　　　单位：mm

项目	径向圆跳动	轴向圆跳动
钢制车轮	3.0	3.0
铝制车轮	1.0	1.0

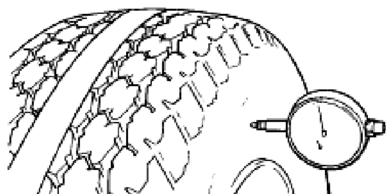


图 7.3.49　轮胎径向圆跳动

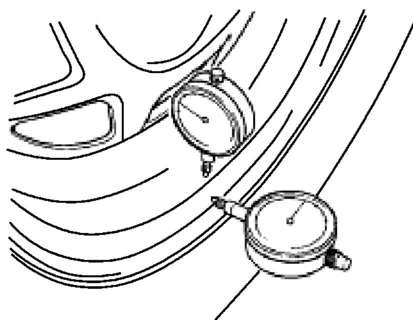


图 7.3.50　车轮跳动

2）修理。变换轮胎和车轮的安装位置。

① 将轮胎及车轮拆下之前，在轮胎的侧面及车轮、螺柱处用粉笔标记。

② 从车轮上拆除轮胎，车轮仍安装在原位置。

③ 测量车轮的跳动。

④ 如果标记位于车轮跳动的最大位置附近，将轮胎按与原位置转 180°安装上（图 7.3.51），再次测量轮胎的跳动。

3. 平衡

汽车上的旋转部件（驱动系统零部件及轮胎）需要保证静平衡和动平衡。如果达不到平衡则必然引发振动。

任何旋转体上的静不平衡、动不平衡，都可能通过在两个平面上附加适当的平衡重实现平衡。

轮胎的不平衡包括静不平衡和动不平衡两种。这些不平衡量虽然只有 50 ~ 100g 大小，但是在轮胎高速转动时会产生离心力。

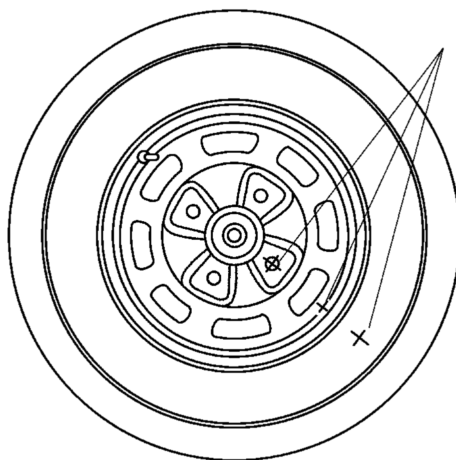


图 7.3.51　变换轮胎和车轮的安装位置

这个离心力与轮胎旋转速度的平方成正比，因此在车速较高时会产生很大的离心力，使轮胎产生振动。这些不平衡不仅使乘坐舒适性恶化、操纵不稳、轮胎偏磨，还会使车轮轴承和各种连接球头的寿命缩短。

因此，必须使轮胎实现平衡。调整时，一般都是在车轮上安装平衡重，调整平衡重的大小和位置来实现平衡，有时还可以通过调整轮毂和车轮的相对位置、车轮与轮胎的相对位置来达到平衡的目的。

在检测车轮的平衡时，通常使用车辆平衡机，大致可以分为离车式平衡机和车载式平衡机两种。如图 7.3.52 所示。

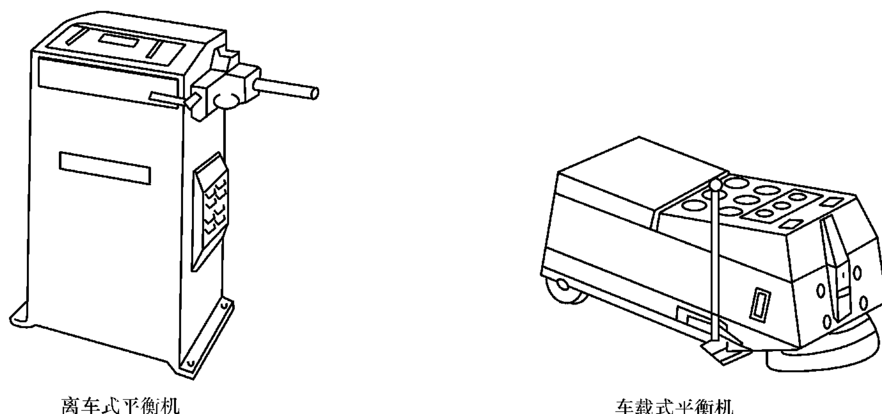


图 7.3.52　车轮平衡机

在调校车轮平衡时，对过去的仅调校轮胎和车轮的方法已经证实是有不足之外的。特别是对于高速振动的处理很难达到好的效果。首先通过离车式平衡机对轮胎和车轮的平衡进行调校，其次用就车式平衡机对轮胎安装于车辆上的状态进行最终的平衡校正。

轮胎和车轮安装到汽车上才能发挥其功能，在安装状态下如果出现不平衡，车轮的平衡状态也会受到破坏。除此之外，半轴的旋转状态的平衡及制动鼓、制动盘的平衡也有必要加以调校。因此，离车式平衡机和就车式平衡机是一对不可分离的设备，通过单独一方的调校是无法实现总体平衡的目的的。

4. 轮胎不均

（1）轮胎不均的检测

一般的试验设备能够检测出以下四种特性：

· RFV（Radial Force Variation）：半径方向的激励。

· LFV（Lateral Force Variation）：横向激励。

· TFV（Tractive Force Variation）：前后方向激励。

· LFD（Lateral Force Division）：轮胎横向力的平均值。

另外，有些试验设备还可以检测出以下特性：

· RR（Radial Runout）：轮胎半径方向偏差率。

· LR（Lateral Runout）：轮胎横向偏差率。

（2）修理方法

1）安装平衡重。

2）轮胎偏差率的调整。

3）更换轮胎。无论如何也达不到既定目标时，可以考虑更换经过测试完全合格的轮胎。

第三篇　汽车 NVH 开发案例

第八章　CAE 优化分析案例

第一节　怠速振动噪声性能预测

一、概述

发动机起动之后、车辆起步之前，发动机处于怠速工作状态。这一过程是驾驶汽车时经常使用的工况，如发动机刚刚起动、暖机时，或者车辆在交通信号灯前等候时。由于这一过程车辆处于静止状态，周边环境比较安静，车内的整体噪声幅值低，因此，怠速工况时如果出现振动和噪声问题，乘员会非常敏感地感受到。

怠速是汽车最基础的工况，如果出现怠速振动噪声问题，会被第一时间感受到，严重影响乘员的乘坐舒适性。因此，怠速噪声和振动是汽车很重要的 NVH 现象。怠速时，如同座椅和转向盘振动一样，也可能出现轰鸣噪声。

二、预测方法

假设车体受 m 个激励力作用，每一个激励力都有 x、y、z 三个方向分量（下面分别用 $k=1$，2，3 表示），每一个激励力分量都对应着 n 个特定的传递路径，那么这个激励力分量和对应的某个传递路径就产生一个系统响应分量。以车内噪声声压作为系统响应，这个声压分量可以表示为：

$$p_{\mathrm{mnk}} = H_{\mathrm{mnk}}(\omega) \cdot F_{\mathrm{nk}}(\omega) \tag{8.1}$$

式中，H_{mnk}是传递函数；F_{nk}是激励力的频谱。

车内声腔受某个激励力作用，传递过来的所有声压成分之和可以表示为：

$$P_{\mathrm{m}} = \sum_{n=1,k=1}^{N,3} p_{\mathrm{mnk}} = \sum_{n=1,k=1}^{N,3} H_{\mathrm{mnk}}(\omega) \cdot F_{\mathrm{nk}}(\omega) \tag{8.2}$$

车内声腔受所有激励力作用，传递过来的所有声压成分之和可表示为：

$$p = \sum_{m} p_{\mathrm{m}} \tag{8.3}$$

动力总成激励

怠速时存在两种不同的载荷工况。第一种是稳态载荷，它是在某个转速，包含很宽的一个频段的激励。第二种是瞬态工况，在这个工况中，怠速转速在一定的范围内变动，但是对于每一个转速，只需要考虑一个频率。这种分析有助于查找怠速时的问题。

怠速工况时，车辆受到的激励在发动机的爆发压力和上下往复运动不平衡力的作用下，引起动力总成振动，并经过动力总成悬置传递到车身，引起车身低频振动和噪声，即为怠速振动噪声。通过怠速时振动噪声预测分析，可以对产品的 NVH 性能给予初步评估，评估风险，对比不同方案的效果。

有两种类型的动力总成激励可以使用。一是动力总成的力矩和惯性力。它由发动机的缸

数、气缸排列方式、缸压、曲柄连杆机构等参数决定。另外一种是悬置处车身侧受到的力。它是动力总成振动经过悬置衰减后，传递到车身侧的力。

上述动力总成激励有两种获取方式：测试和计算，下面分别介绍。

（1）测试方法

1）动力总成激励测试方法。动力总成激励的测试通常是观察飞轮盘的角速度变动，然后通过公式计算出动力总成的力矩和惯性力。详细介绍可参考文献［1］第十四章第三节的内容，此处不再赘述。

2）悬置力测试方法。动力总成通过悬置安装在车架上，发动机的激振力通过悬置传递到车身上。直接测量发动机的激振力很困难，通常测量悬置处的传递力。一般是测量动力总成侧（称为主动边）和车体侧（称为被动边）两边的加速度，经过两次积分后得到相对位移，就可以计算力。在频域内，激振力表达式为：

$$F(f) = \frac{k}{(2\pi f)^2}\{A_a(f) - A_p(f)\} \tag{8.4}$$

式中，f 为频率；$A_a(f)$ 和 $A_p(f)$ 分别为主动边和被动边的加速度；k 为悬置的刚度，同时还要考虑悬置的衰减特性（阻尼）。图 8.1.1 为某车型动力总成悬置 Z 向传递力测试结果。

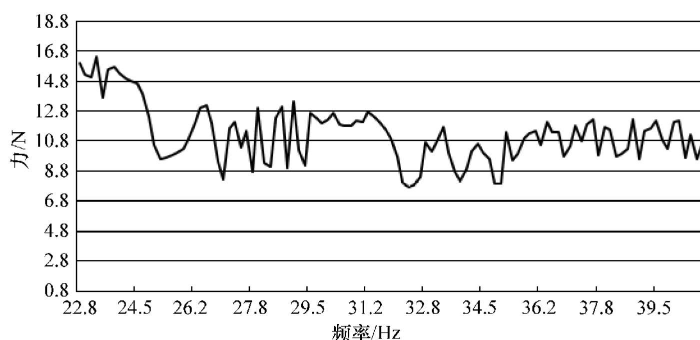


图 8.1.1　动力总成悬置力测试结果

（2）计算方法

1）动力总成激励计算方法。以 4 缸发动机为例来说明发动机的激励，如图 8.1.2 所示。发动机作为主要的激励源，包括气体燃烧爆发压力和往复运动部件的惯性力两部分。基于气体爆发压力而产生的驱动转矩，与发动机旋转速度相关，由一系列的调谐成分构成。这些调谐成分系数与负载的幅值有关，一般都是通过试验测试的方法获得。考虑每个气缸的点火时刻，对四个气缸合成以后，仅存留 2 次、4 次等偶数次成分，动力总成的振动受这些成分激励控制。气体爆发压力包括上下方向的激励和旋转方向激励，但是上下方向的激励作为内部作用力，相互抵消而不向外部传递。因此，支配动力总成振动的气体爆发压力成分中，仅有旋转方向的力矩，其计算式如下：

$$-\pi D^2 r[b_2 \sin(2\omega t) + a_2 \cos(2\omega t)] \tag{8.5}$$

式中，D 为气缸直径；r 为曲轴半径。

其次，往复运动部分产生的惯性力可以通过机构运动学和机构动力学方法求得。往复惯性力与往复惯性质量、连杆长度、曲轴半径及发动机旋转速度有关。可以先求出一个气缸的



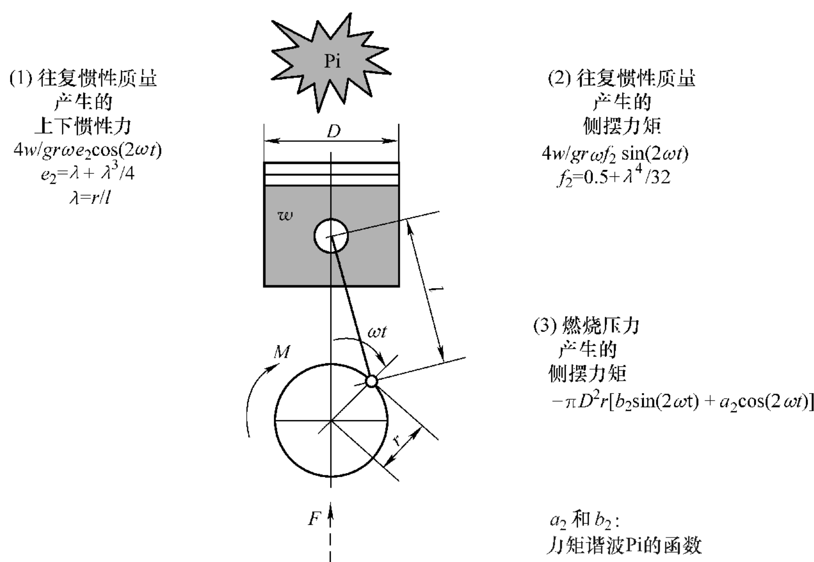


图 8.1.2　四缸发动机激励计算图

往复惯性力，然后再根据气缸的数量及排列方式对多缸机进行矢量合成。对于直列 4 缸机，矢量合成的结果是仅存留上下方向的 2 次惯性力成分、旋转方向的 2 次力矩成分，但是旋转方向的力矩因相位的关系，与气体爆发压力产生的旋转方向的力矩有相互抵消的部分，这一点在计算时要加以注意。单缸往复惯性力可以按照下面的公式求得：

上下方向成分：　$4w/gr\omega \mathrm{e}_2\cos(2\omega t)$　（8.6）

$$\mathrm{e}_2=\lambda+\lambda^3/4,\ \lambda=r/l$$

式中，r 为曲轴半径；l 为连杆长；w 为往复惯性质量。

旋转成分：　$4w/gr\omega f_2\sin(2\omega t)$　（8.7）

$$f_2=0.5+\lambda^4/32$$

图 8.1.3 所示为动力总成力矩及惯性力计算值。

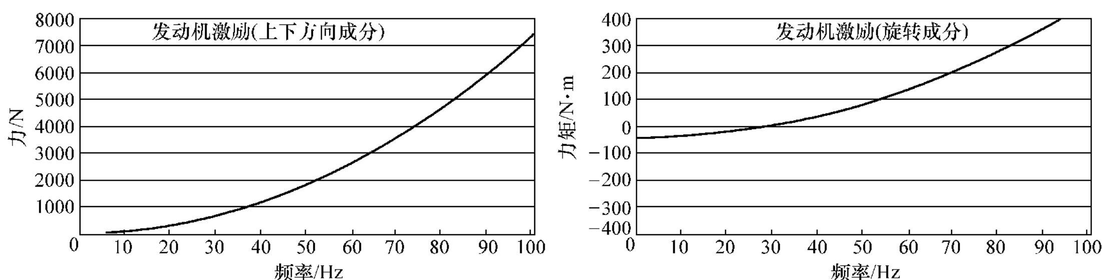


图 8.1.3　动力总成力矩及惯性力计算值

除了上述计算方法以外，还有很多商用软件可以实现这一功能。

2）悬置力计算方法。利用上述测试或者计算得到的动力总成激励，可以计算悬置力，

即车身侧受到的力。具体做法是将动力总成激励施加到整车模型上，利用有限元方法计算悬置的传递力。悬置传递力是直接的输出结果，不需做特殊的后处理。

（3）传递函数

传递函数包括振动传递函数和声学传递函数。激励点选择悬置安装点、排气吊挂安装点。振动传递函数的响应点为座椅导轨、地板、转向盘等处，声学传递函数的响应点为乘员耳边位置。

三、仿真模型

1. 软件说明

前处理：Hypermesh 10.0。

求解器：NX/NASTRAN 12.0。

后处理：Hypergraph 或 Excel。

2. 坐标系

所有的载荷都是在动力总成的坐标系中施加的。对于该坐标系，原点是位于缸体后端面的曲轴中心。*X* 轴平行于曲轴且指向发动机前端，*Z* 轴为垂直向上，它同时也是 V 形发动机的分割线，或者平行于直列发动机的气缸中心线。*Y* 轴按照右手法则确定

3. 分析模型

计算动力总成激励使用整车模型，包括内饰车身（Trimmed Body）、排气系统、动力总成及悬置系统，其中动力总成使用集中质量单元，输入动力总成重量、转动惯量数据。施加测试或计算得到的动力总成惯性力及力矩，通过计算得到各悬置处的激励，即车身受到的力。

计算传递函数使用 Trimmed Body、车内声腔模型。

四、案例介绍

1. 动力总成激励

如图 8.1.4 所示是利用自编程序计算得到的动力总成稳态激励，输入数据为发动机的结构尺寸、缸压等参数。结果包括往复惯性力和力矩的时域、频域结果，图中只列出了发动机主阶次 2 阶成分，发动机怠速转速为 750r/min，因此，二阶主激励频率为 25Hz。

2. 悬置及排气吊挂传递力

将前面的力矩及惯性力施加到整车模型上，就可以得到悬置及排气吊挂的传递力。图 8.1.5 ~ 图 8.1.8 为悬置及排气吊挂传递力结果和 C2 和 C4 成分。从计算结果可以了解到，C2 成分为主要激励，C4 成分相对很小。由于篇幅限制，图中只列出了部分结果。

3. 传递函数

传递函数包括 VTF（振动传递函数）和 NTF（声学传递函数）。图 8.1.9 为 VTF 计算结果，图 8.1.10 为 NTF 计算结果。值得注意的是，在计算传递函数时，使用的是 TB 模型，而不是整车模型。由于篇幅限制，图中只列出了部分结果。实际上计算结果中包括所有的悬置、排气吊挂安装点到座椅导轨、转向盘的传递函数。

图中还列出了测试结果。通过与测试结果的对比，可以保证计算结果的精度。



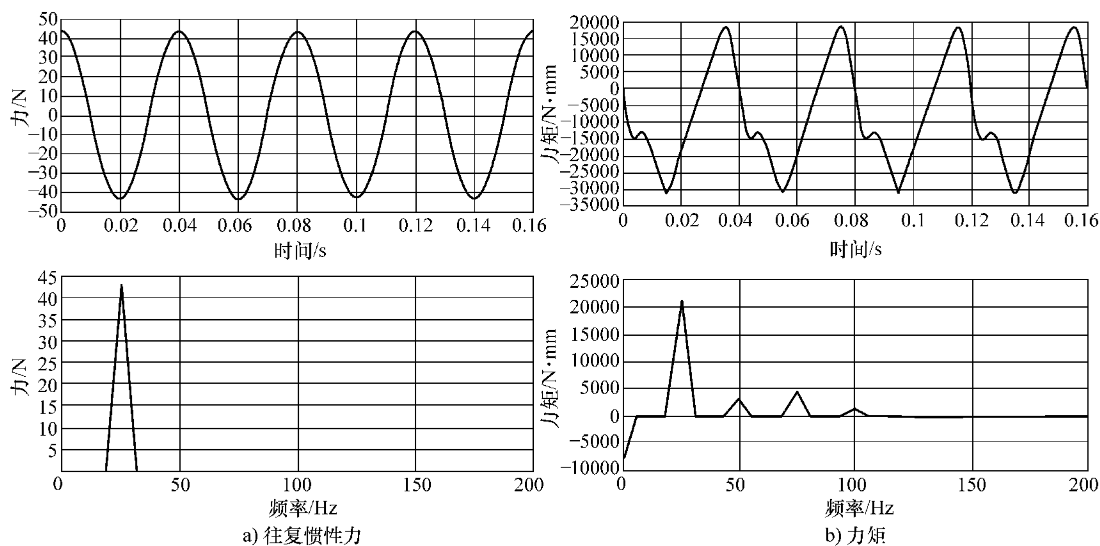


图 8. 1. 4　动力总成激励

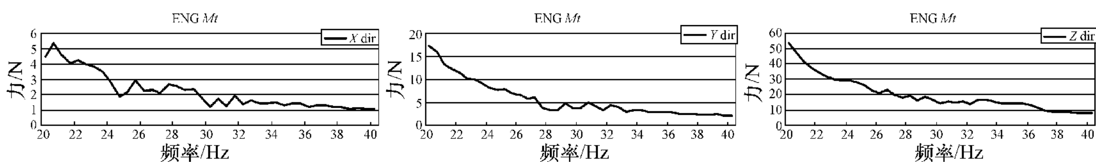


图 8. 1. 5　悬置传递力（C2）

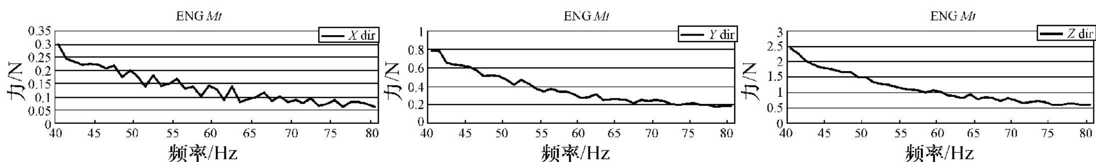


图 8. 1. 6　悬置传递力（C4）

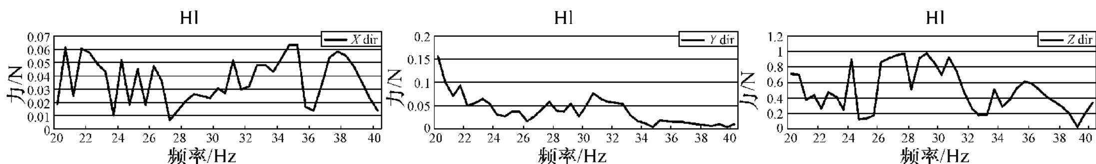


图 8. 1. 7　排气吊挂传递力（C2）

4. 振动及噪声结果

利用前面的传递力、传递函数计算结果，就可以得到车内噪声、车身振动的结果。图 8. 1. 11 为车内噪声合成结果，图 8. 1. 12 为车身振动的合成结果。

结果中包括振动和噪声的总值、C2 成分和 C4 成分。从结果中可以了解到，C2 成分是占主要贡献的，C4 成分的贡献则很小。因此，在实际的工程应用中，有时只考虑 C2 成分。

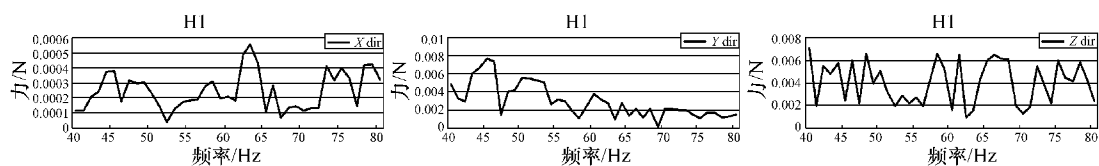


图 8.1.8　排气吊挂传递力（C4）

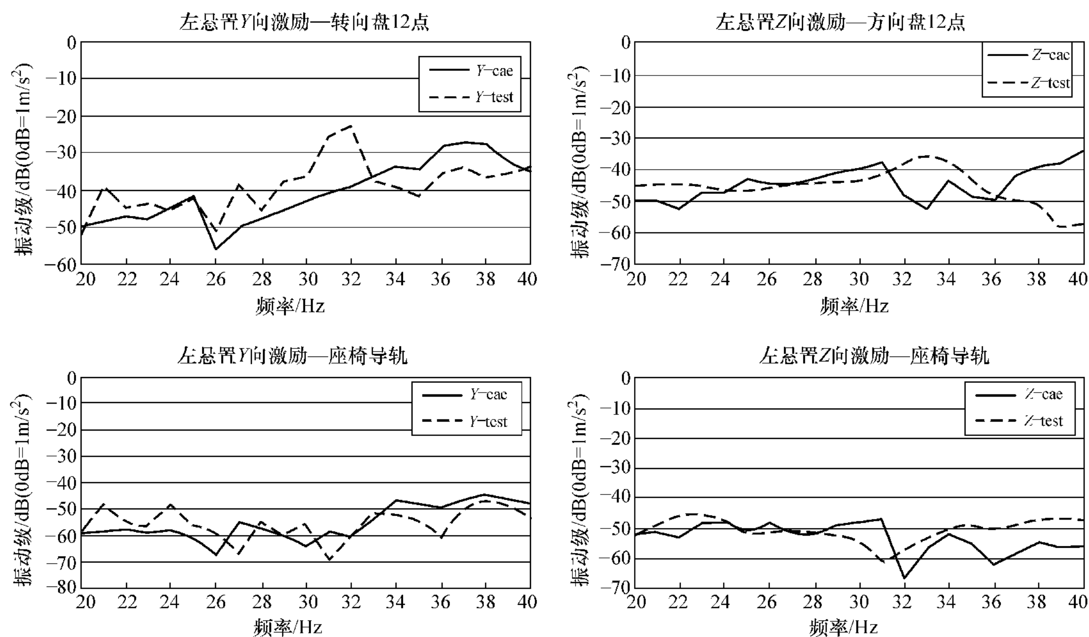


图 8.1.9　振动传递函数计算结果

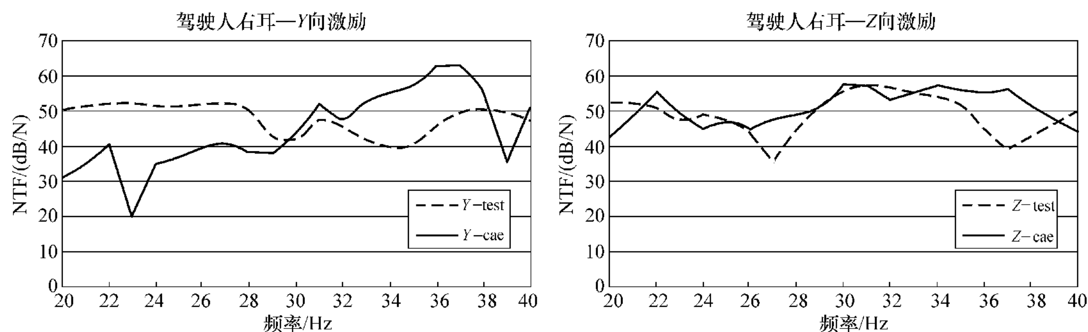


图 8.1.10　声学传递函数计算结果



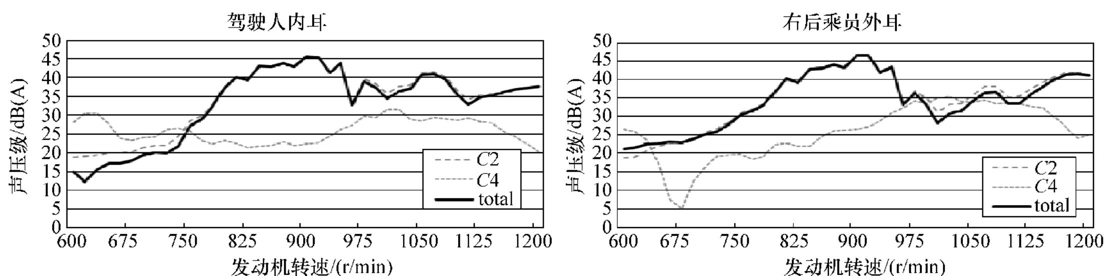


图 8.1.11　车内噪声

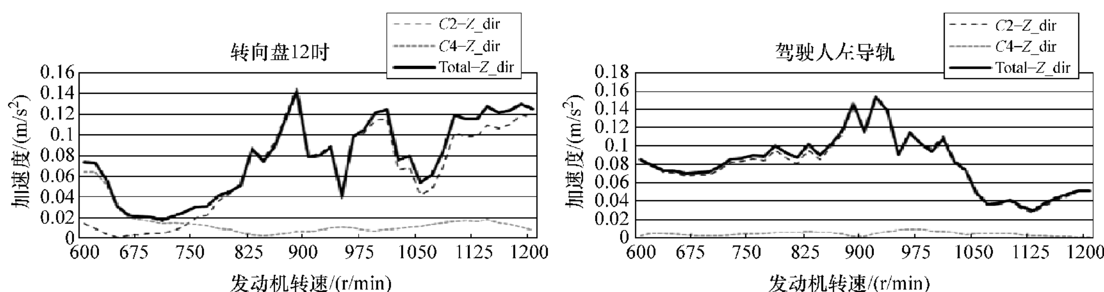


图 8.1.12　车身振动

第二节　异　　响

一、概述

异响是指汽车在行驶过程中发出的非正常声音。如仪表板、车门内饰板等处发出的“嘎吱嘎吱”声音。异响通常是随机出现的，没有固定的规律，且持续时间短。

异响严重影响汽车的乘坐舒适性。反复出现的异常噪声，会令人感觉到很厌烦。现代社会高度发达的信息传播能力，会使一句负面的评价瞬间传播开来，危及产品在市场上的影响力，主机厂花费数年心血和大量人力、物力、财力打造的产品，有可能被市场遗忘。因此，主机厂非常重视产品的质量，对于影响产品质量的问题一定会投入力量加以解决。

二、异响的种类和发生原理

从产生的原理上来区分，异响可分为两大类：尖叫（squeak）和敲击（rattle）。

尖叫异响是由于有相对运动关系的两个或多个部件相互摩擦时产生的高频噪声，金属与金属、金属与橡胶、橡胶与橡胶之间都会产生尖叫。如仪表板的安装部位、塑料卡扣与车身安装孔之间并不是完全的刚性连接，如果二者之间出现过大的相对运动，就会产生嘎吱嘎吱的响声。另外，还有如某些连接螺栓，如果力矩不足产生松动，也可能产生异响。

敲击异响产生于物体之间的相互撞击。如果仪表板安装部位松动，卡扣与安装孔之间出现过大的运动，二者脱离，并产生撞击，就会发生敲击异响。

三、异响的控制

异响产生的主要原因有：车身刚度低、部件之间的间隙设计不合理、产品加工精度差、装配精度差、配对部件的材料不匹配等。

如果刚度不足，则安装在车身上的内饰板、仪表板等零部件随着车身过大的振动而产生相对运动，很容易发出异响。同样，车身受到路面激励时产生过大的振动，使车身承受更大的载荷，在焊点、铆接等容易出现应力集中的部位发生疲劳破坏，造成连接松动，也容易发生异响。

部件之间的间隙对异响影响很大。设计时，要严格控制部件间隙。部件间隙应该遵从设计规范，设计师是主要的执行者，对配合部件的间隙要仔细检查，暴露设计风险，并及时采取措施给予解决。

产品的加工精度、装配精度也是影响部件间隙的重要因素。如果产品的性能衰退很快，那么在短时间内，就会使得产品失去原有的功能，增加了异响发生的概率。

四、异响的 CAE 分析案例

产品设计阶段，通过结构评估和优化可以确保少发生或者不发生异响问题。详细的 CAE 分析清单如下所示。

1）白车身刚度。

2）白车身模态。

3）接头刚度。

4）仪表板模块模态。

5）副仪表板模块模态。

6）左前门总成模态。

7）左后门总成模态。

8）门框变形量。

9）接头刚度。

10）重要搭接点或卡扣速度。

1. 车身刚度

车身是内饰件的搭载体。如果车身刚度不足，就很容易使搭载在其上的内饰件发生异响。因此，车身一定要有足够的刚度。

车身刚度包括弯曲刚度、扭转刚度。其中弯曲刚度还可以分为垂向刚度、横向刚度、关键连接点间刚度等。如图 8. 2. 1 所示为前端弯曲刚度计算模型和边界条件。在纵梁前后端位置约束，在前纵梁前端施加横向的力。

前端弯曲刚度的计算公式：2000/加力点位移（N/mm）。

如表 8. 2. 1 所示为某款车身的刚度计算结果。

车身开口变形量也是衡量车身刚度的重要指标之一。在计算车身弯曲和扭转刚度的同时，也要输出开口变形量结果，并对其进行评价。

2. 接头刚度

车身接头刚度主要考察车身 A、B、C 柱主要梁截断面（具体位置如图 8. 2. 2 所示）的静刚度性能，这些位置的刚度对整车的刚度及模态影响很大。



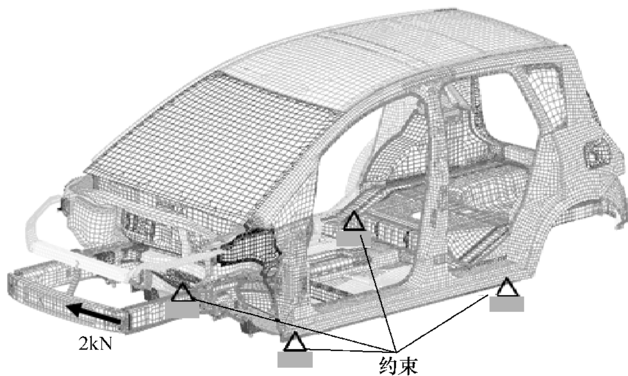


图 8. 2. 1 前端弯曲刚度计算模型

表 8. 2. 1 车身刚度计算结果

悬架安装点间刚度		目标值	基础模型	优化模型
前悬架	*A* 点/(N/mm)	19800	10893	18673
	G 点/(N/mm)	57100	45056	55405
	炮塔/(N/mm)	12100	4589	21577
后悬架	*G* 点（拖曳臂安装点)/(N/mm)	14200	14113	20577
	炮塔/(N/mm)	21900	21939	31077
	M 点（SUS C/MBR 前安装点)/(N/mm)	19300	13506	18280
	N 点（SUS C/MBR 后安装点)/(N/mm)	19200	14205	20213
车身刚度				
弯曲刚度/(MNm^2)		4. 63	2. 81	4. 199
扭转刚度/(MNm^2/rad)		2. 01	1. 89	2. 770

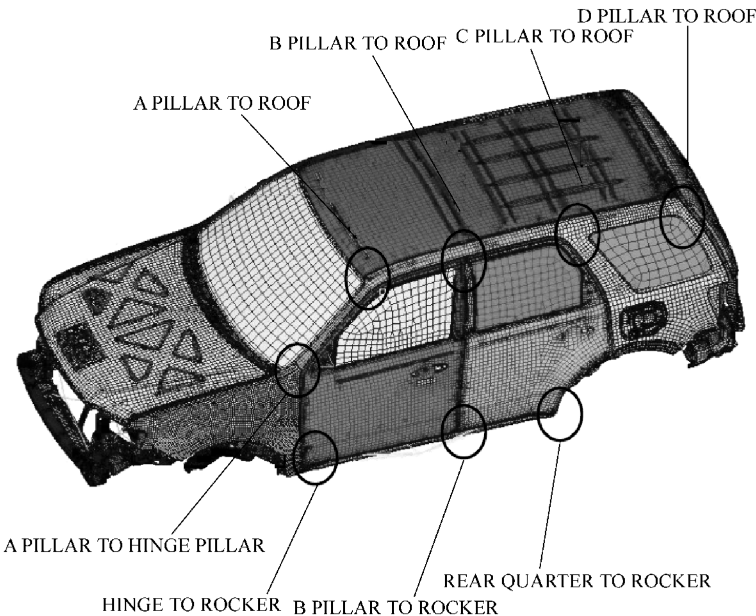


图 8. 2. 2 车身接头分布示意图

车身接头静刚度分析的有限元模型，一般是从白车身有限元模型中截取下来的接头模型，主要包括 A 柱与顶盖连接点、B 柱与顶盖连接点、B 柱与门槛连接点、C 柱与顶盖连接点，这些接头模型用于接头参数化和引导设计。

截取接头有限元模型，应符合下列要求（如图 8. 2. 3 所示）：

1）截取模型必须为两个以上承载构件相互交叉连接部位。

2）截取产生的断面必须垂直于各分支的延伸方向。

3）要保持接头的完整性，包括它的加强板、翻边和为减重而设计的孔。

4）接头所有的截面上的主、副节点之间采用刚体单元连接，主节点用于加载和约束。

5）各分支的长度尺寸为 400mm，是从接头中心到构件截面沿横截面中心线度量得到。

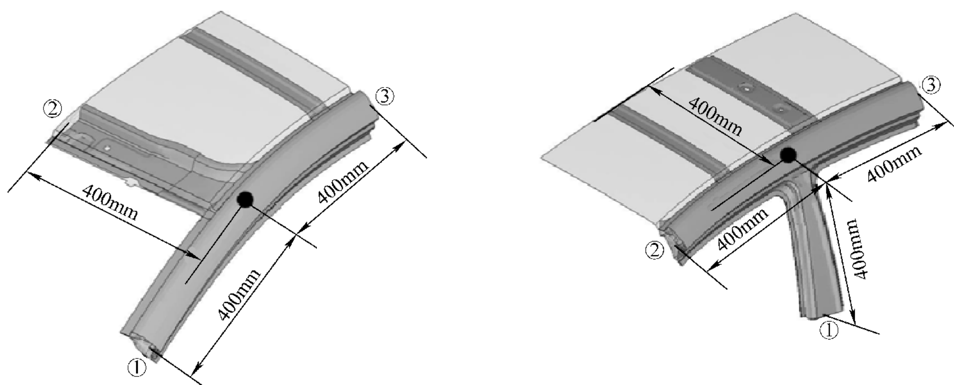


图 8. 2. 3　接头截取示意

边界条件及约束条件如下所述。

1）约束条件：约束不同截面上所有平动自由度（约束 = 123），如表 8. 2. 2 所示。

2）载荷条件：白车身接头静刚度分析针对主要的四个接头区域进行考察，每个接头分 9 种工况，在不同的截面上分别施加 *X*、*Y*、*Z* 三 2 个方向的载荷，其大小为 100N。

表 8. 2. 2　白车身 4 个接头点共 36 种工况

接头区域		1	2	3
A 柱与顶盖连接点	*A* 柱截面	载荷	约束	约束
	顶盖侧纵梁截面	约束	载荷	约束
	顶盖前横梁截面	约束	约束	载荷
B 柱与顶盖连接点	*B* 柱上截面	载荷	约束	约束
	顶盖前纵梁截面	约束	载荷	约束

注：1. 载荷 = 100N；约束 = 123（*X*、*Y*、*Z* 三个方向的平动自由度）。

2. 1、2、3 为不同的约束点和加载点，结合图 1 得到。

白车身接头刚度分析结果如表 8. 2. 3 所示。



表 8.2.3　乘用车白车身接头各工况下刚度分析结果

接头区域		X 方向		Y 方向		Z 方向	
		位移 /mm	刚度 /(N/mm)	位移 /mm	刚度 /(N/mm)	位移 /mm	刚度 /(N/mm)
A 柱与顶盖连接点	A 柱截面	0.6	166.6	1.4	71.4	2.5	40
	顶盖侧纵梁截面	1.1	90.9	0.5	200	3.9	25.6
	顶盖前横梁截面	0.2	500	0.7	142.8	0.8	125
B 柱与顶盖连接点	B 柱上截面	0.3	333.3	7.6	13.2	—	—

3. 内饰件模态

车辆在正常行驶过程中，由于受到发动机以及地面激励的作用，仪表板总成各个部件处于完全振动状态。如果刚度不合理，将直接影响仪表板总成的可靠性和 NVH 特性等关键指标。因此仪表板设计应保证合理的振动特性，以避免在使用过程中与车身各大总成产生共振。模态分析可以快速检验仪表板总成的振动特性是否满足要求。为保证仪表板总成有良好的振动特性，通常对仪表板总成约束状态下一阶整体固有频率有要求。

仪表板模态分析模型由转向系统、IP 横梁（CCB）、仪表板本体、装饰条、空调管道、杂物箱、电子器件等部分构成。CD（DVD）机、安全气囊等以集中质量模拟，并给定重量、转动惯量、重心坐标等参数，如图 8.2.4 所示。



节点数量		131523
单元数量		188982
单元类型		CTRIA3/CQUAD4
软件	前处理	Hypermesh 12.0
	求解	Nastran
	后处理	Hyperview 12.0

图 8.2.4　仪表板总成模型

通常要求仪表板总成模态不低于 30Hz，以避免被发动机怠速激励和路面激励激发起来。

除上仪表板总成以外，其他如副仪表板、车门总成等涉及内饰件的部件都要进行模态分析。

4. 关键点振动速度

内饰件与车身的搭接点运动速度决定了是否会发生异响。因此，对这些安装点进行振动速度分析和评价，可以判断异响发生风险的高低。

分析时使用详细的整车模型，内饰件要全部做出来。如图 8.2.5 所示为异响分析用整车模型。计算时，在轮胎接地点进行单位位移激励，输出点包括内饰件的安装点。输出结果可以是速度，也可以是加速度。图 8.2.6 为计算结果。分析结果不能对标，只能进行横向比较，与基础车或者竞品车比较。通过大量的分析和对标，积累数据库，为新开发车型做指导。

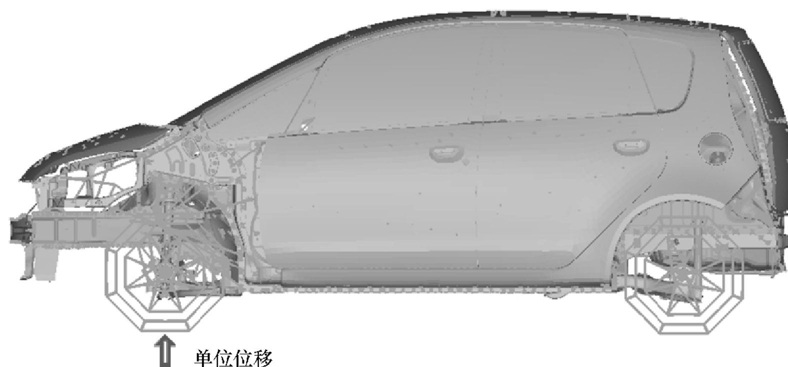


图 8. 2. 5　异响分析用整车模型

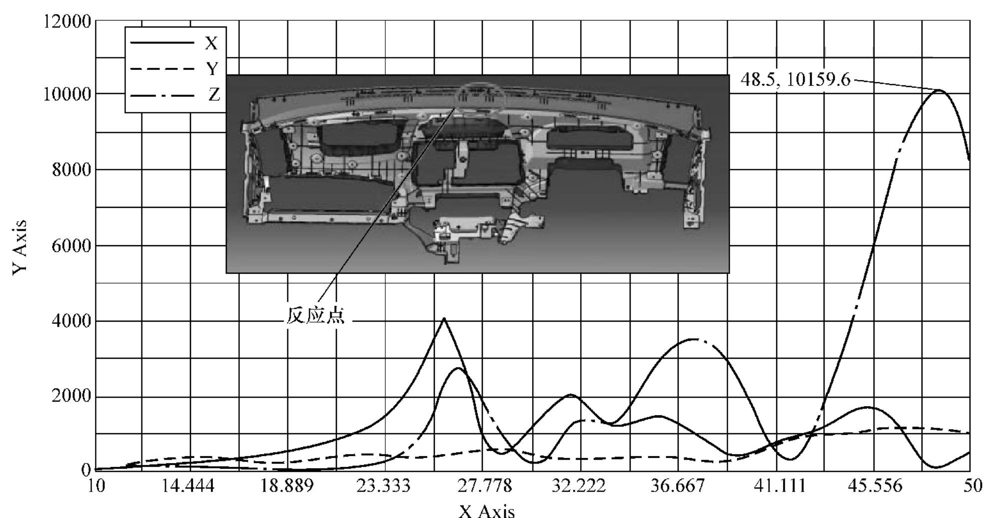


图 8. 2. 6　关键点振动速度计算结果

第三节　车 身 分 析

车身是底盘件搭载的载体，也是乘员室主体空间。车身设计好坏直接决定了整车性能的优劣。在车身设计阶段，有很多种工具和方法对车身进行评价，判断车身是否能够达到设计标准，如模态、刚度、动刚度、振动特性等。通过这些性能分析，评估设计结构是否合理，找出不足之处和风险点，并采取有效的优化措施，使车身具有良好的 NVH 性能。

一、模态

车身的模态分析可以分几个阶段进行，主要取决于车身数据的详细程度。

1. 简易梁单元模型

在概念设计阶段，只有车身的主体框架和主要断面数据。利用这些数据可以搭建简单的梁单元模型，并进行简单的模态和刚度分析。如图 8. 3. 1 所示为简易梁单元模型，主要由车



身主体框架和顶盖、前风窗玻璃、地板、侧围等几部分构成。

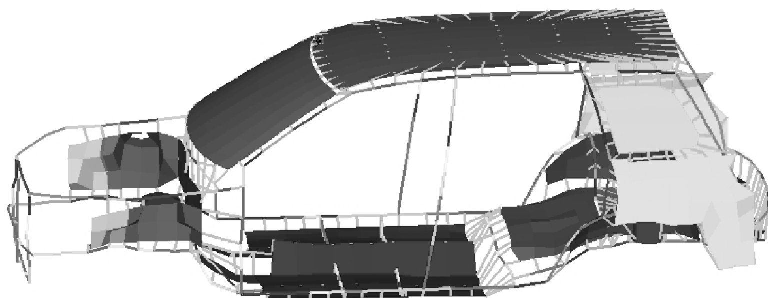


图 8.3.1　车身梁单元模型

搭建车身简易梁单元模型最大的难点在于各接头部位的刚度设定。如图 8.3.2 所示为车身各接头部位及主断面划分。

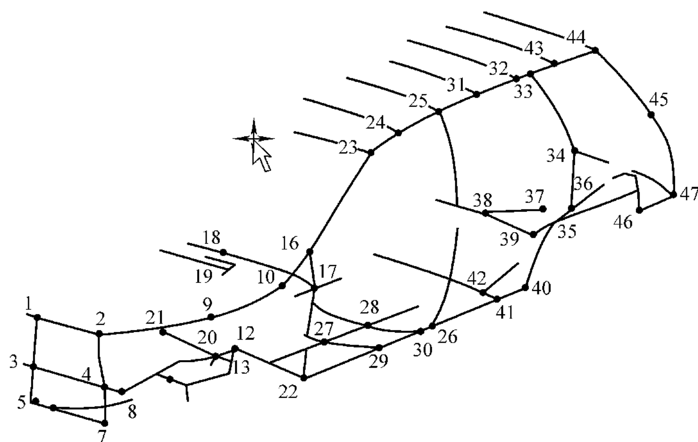


图 8.3.2　车身各接头部位及主断面划分

上图中各接头的刚度主要来自于数据库。通过大量的标杆车或基础车计算、积累，丰富的数据库可以为新产品开发提供支持。

2. 详细模型

正式的车身数据发布以后，就可以搭建详细的有限元模型。模型中包括各部分的板件、连接方式（如点焊、缝焊、铆钉、螺栓、粘胶等）、材料特性（如板厚、弹性模量、泊松比、密度等）。如图 8.3.3 所示为详细的车身有限元模型。

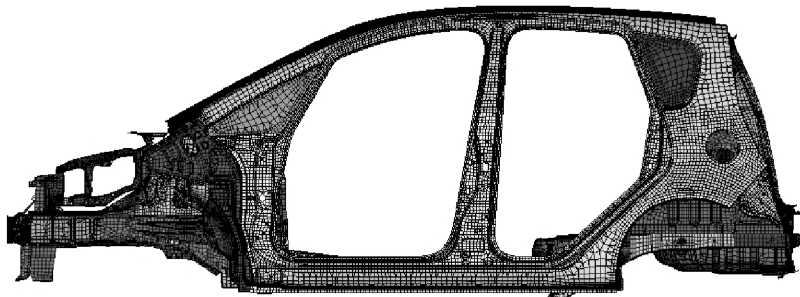


图 8.3.3　车身有限元模型

利用详细的车身有限元模型可以进行模态分析。重点关注车身的垂向弯曲、横向弯曲、扭转、局部等模态。表 8. 3. 1 为车身模态的计算结果。图中还列出了梁单元模型的计算结果，以及二者的对比。

表 8. 3. 1　白车身模态计算结果

振型	详细模型/Hz	梁模型/Hz	梁模型/详细模型
一阶扭转	30. 10	19. 89	0. 661
前端弯曲	36. 55	34. 62	0. 947
二阶弯曲	37. 19	42. 31	1. 138
一阶弯曲	47. 83	53. 11	1. 111

白车身模态识别存在一定的难度，缺少经验的人很难识别出正确的弯曲、扭转模态。有一种类似于实验测试的方法可以辅助车身模态识别，称为 26 点模态识别法。

图 8. 3. 4 中为涵盖车身主体框架结构的 26 个点，选择这 26 个点为输出点，激励点为左、右纵梁的最前端和最后端节点。分别输入同相和反相激励，以激发车身的弯曲和扭转模态。计算结果如图 8. 3. 5 所示。

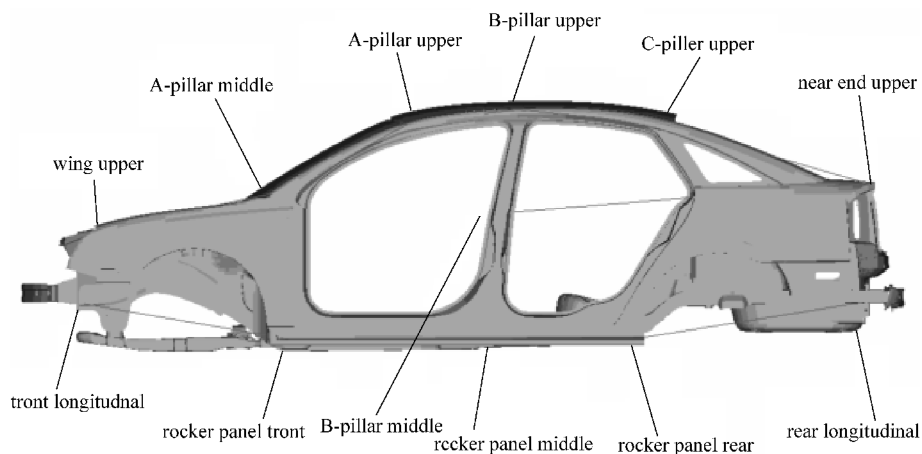


图 8. 3. 4　26 点模态识别法

结果曲线中的峰值代表模态。借助这些曲线和峰值，就可以很容易识别出车身的弯曲和扭转模态。

随着车身数据的不断完善，最终还可以搭建出内饰模型（Trimmed Bode，简称 TB）和整车模型。利用这两种模型也可以进行车身的模态分析。

TB 模型或者整车模型是在白车身基础上增加内饰、底盘等部件。随着重量的增加，车身的模态会下降，具体下降多少，取决于增加部分的刚度和质量。表 8. 3. 2 为白车身与 TB 车身的一阶弯曲模态对比。从白车身到 TB 车身，模态大约降低 10 ~ 20Hz。

二、刚度

车身刚度包括弯曲刚度、扭转刚度。分析时，要按照一定的规范进行，以便与实验测试结果对标。



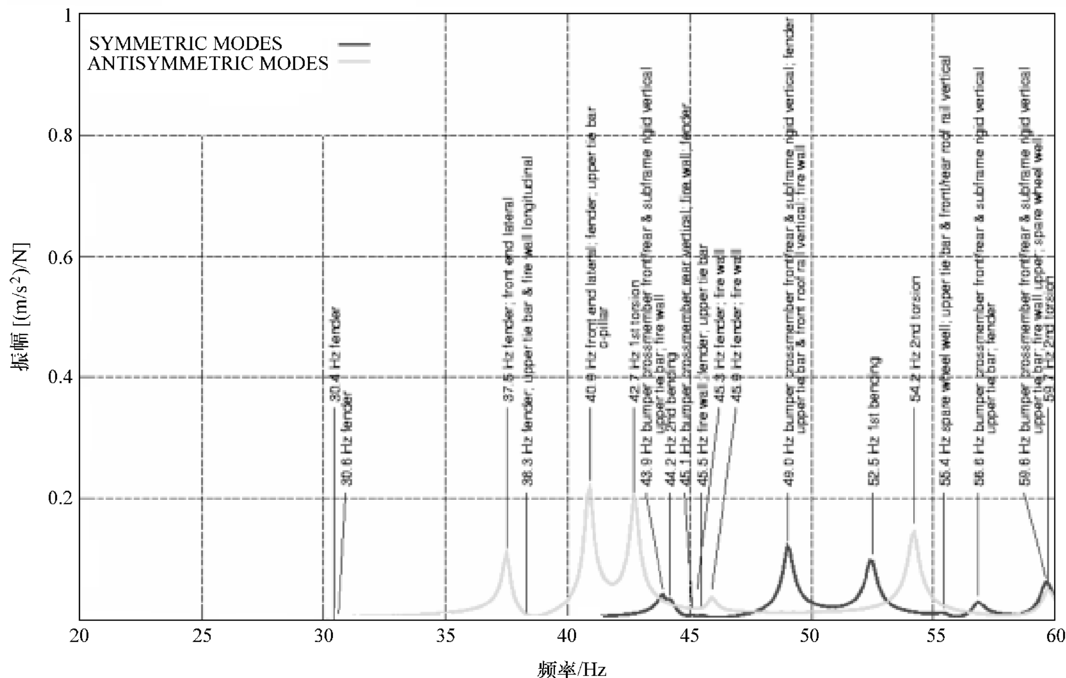
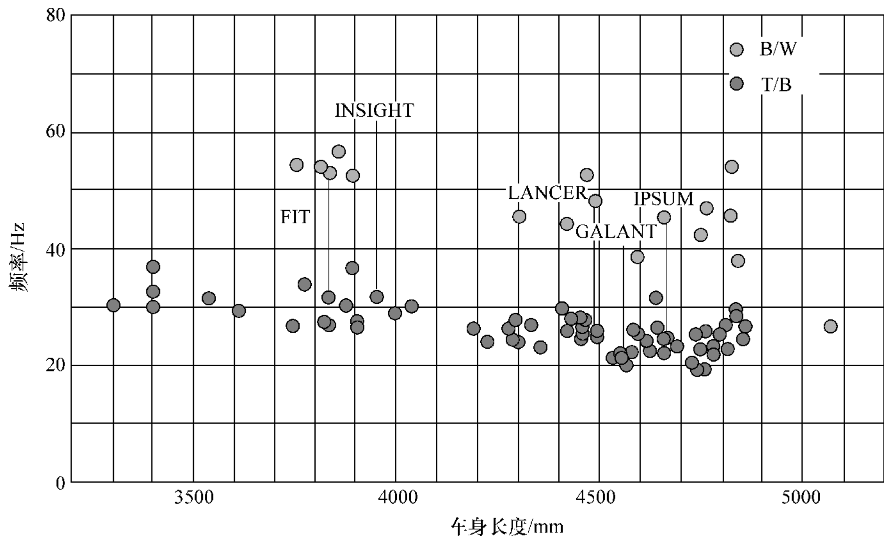


图 8. 3. 5　模态识别结果

表 8. 3. 2　白车身与内饰车身一阶弯曲模态对比



刚度分析时使用白车身模型，白车身按照规范定义，要明确模型范围，如是否包含前风窗玻璃、副车架、前后保险杠等部分。

图 8. 3. 6 所示为车身弯曲刚度和扭转刚度计算工况。计算弯曲刚度时，在前后减振器座中心处约束，然后在座椅 R 点处加载。输出纵梁、门槛梁等处的位移，即可计算得到车身的弯曲刚度。计算扭转刚度时，在后减振器座中心处约束，然后在前减振器座中心处施加力

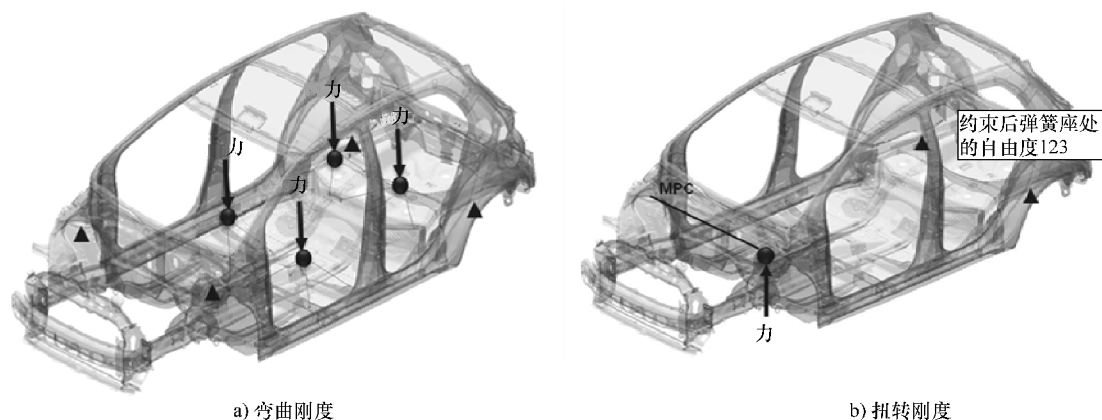


图 8. 3. 6　车身刚度计算工况

矩。输出纵梁、门槛梁等处的位移，即可计算得到车身的扭转刚度。如图 8. 3. 7 所示为弯曲和扭转刚度变形曲线。曲线应该连续、没有突变，且左右对称。

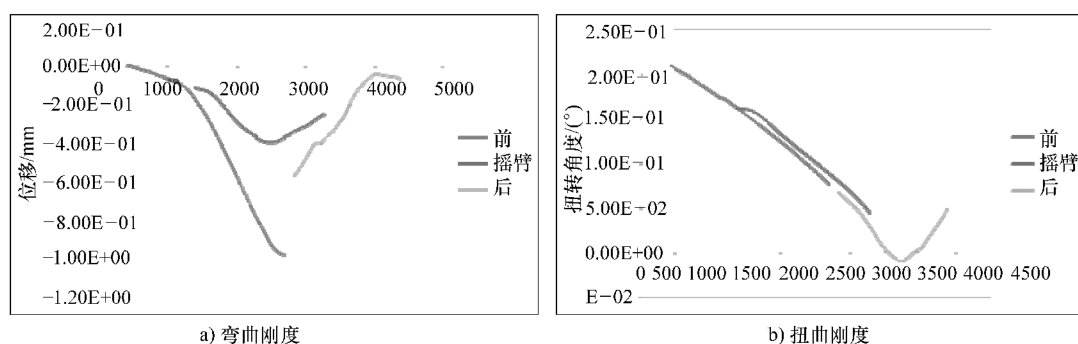


图 8. 3. 7　车身刚度计算结果

计算车身刚度的同时，还可以输出车身开口部位的变形量，如车门洞、尾门洞。

三、动刚度

动刚度是考核车身在受到动态激励时的抗变形能力，是影响车身 NVH 性能的重要因素之一。动刚度考核的是车身局部性能，特别是激励的传递路径，如动力总成悬置与车身的安装点、悬架系统与车身的安装点，排气吊挂与车身的安装点。这些关键点都是激励的传递路径，通常有减振元件，如悬置、衬套、吊挂等。

如图 8. 3. 8 所示为车身关键点分布。这些点不仅要考核动刚度，同时还要考核振动传递函数、声学传递函数等指标。这些都是考核车身设计是否合理、是否满足目标要求的重要指标。

动刚度分析使用 TB 模型，视副车架与车身的连接方式，分为包括副车架和不包括副车架两种。有时也可以在白车身上进行，视规范的要求而定。

边界条件：模型无约束，为自由状态。



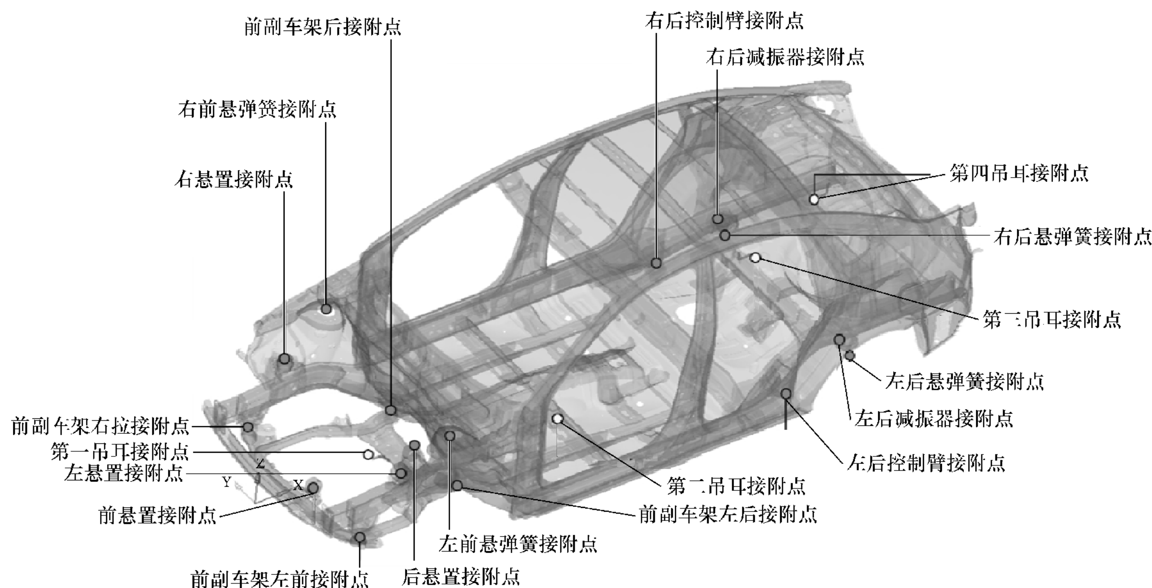


图 8.3.8　车身关键点示意图

将每个接附点的每个方向（X、Y、Z）的激励载荷定义为一个载荷工况，载荷为 1N 的集中力，频率范围为所关注的中低频率，同时将激励点定义为响应点，且响应自由度与激励自由度相同，例如 Z 向单位激励的响应输出为 Z 向加速度。

分析结果一般选择输出加速度，并根据动刚度公式求出该接附点的平均等价动刚度，以及要求频率范围内的动刚度曲线。动刚度曲线如图 8.3.9 所示。

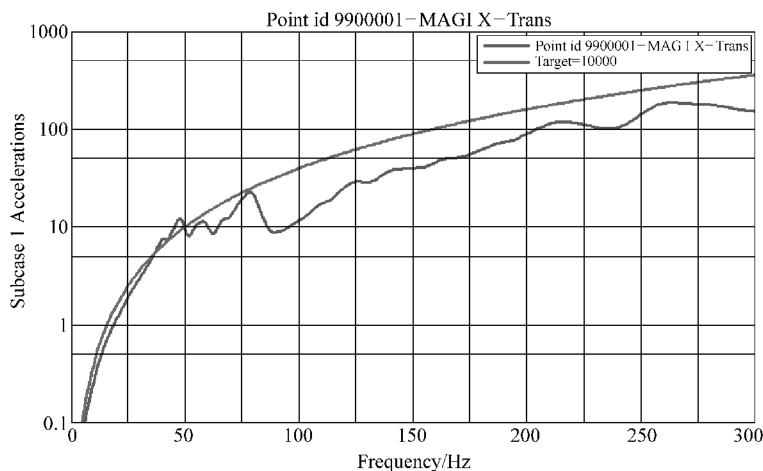


图 8.3.9　动刚度结果曲线

动刚度不满足目标要求的点必须优化，特别是一些重要传递路径，如动力总成悬置安装点、悬架系统安装点等。

四、传递函数

传递函数包括振动传递函数和声学传递函数，这两个指标也是用来评价车身 NVH 性能的重要参数。

振动传递函数分析使用 TB 模型。无约束，自由边界。激励点为上述动刚度的关键点，每个点分 X、Y、Z 三个方向分别输入单位力，扫频范围为 0～150Hz。响应点为与人肢体接触的位置，如转向盘、座椅导轨、地板、变速杆等处。输出结果为加速度，输出方向与激励方向相对应。如图 8.3.10 所示为振动传递函数的结果曲线。为发动机右悬置安装点至转向盘 12 点位置的振动传递函数，$Y=150\text{mm/s}^2$ 的水平线为评价目标。

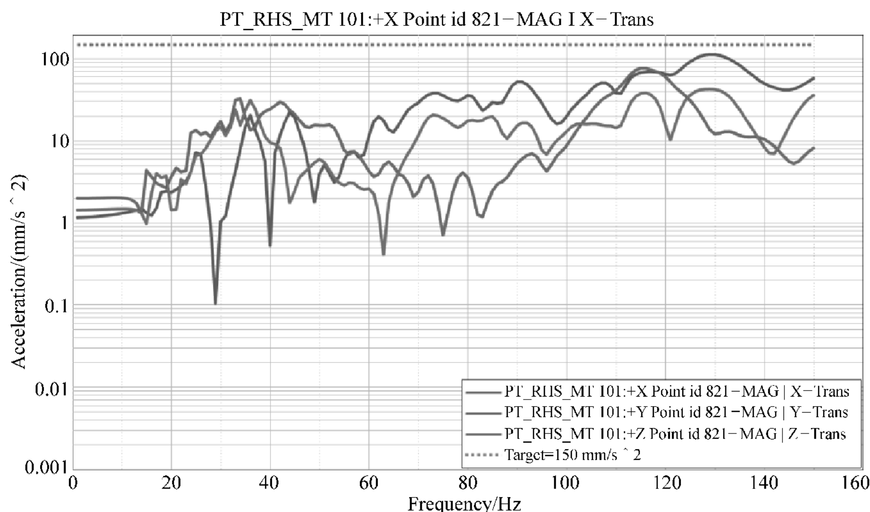


图 8.3.10　右悬置至转向盘的振动传递函数

声学传递函数分析使用 TB 模型和车内声腔模型。无约束，自由边界。激励点为上述动刚度的关键点，每个点分 X、Y、Z 三个方向分别输入单位力，扫频范围为 0～200Hz。响应点为乘员耳边位置，如驾驶人内耳、前排乘员内耳、后排乘员外耳等处。输出结果为声压，按照激励方向输出。如图 8.3.11 所示为右悬置至驾驶人内耳声学传递函数。通常要求声学传递函数不高于 55dB。

振动传递函数和声学传递函数的优化是提升车身 NVH 性能的重要举措。首先检查激励点的动刚度是否满足目标要求，查看动刚度曲线上是否存在过高的峰值，峰值频率与振动传递函数和声学传递函数的频率是否一致。其次要检查传递路径上是否存在耦合的模态。可以借助一些辅助分析手段来确定问题点。如板件贡献量分析、模态贡献量分析、节点贡献量分析等。

如图 8.3.12 所示，左图为后悬置 Z 向至驾驶人内耳的声学传递函数，针对 158Hz 的峰值进行了板件贡献量分析，如右图所示。结果显示顶盖、防火墙、前风窗及门外板对声学传递函数的影响较大。

根据板件贡献量分析结果，对顶盖、防火墙等处进行了优化，如增加焊点、起筋、增加加强板等，将声学传递函数由 62.2dB 降低到了 57.3dB，改进效果非常明显。



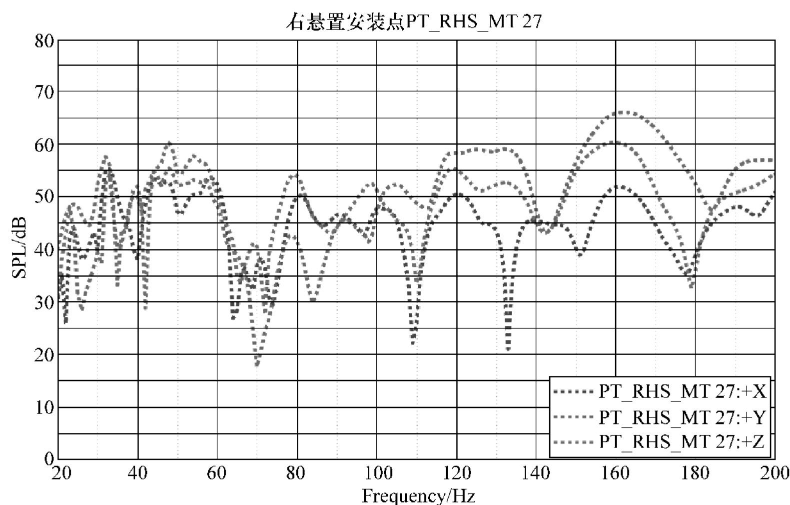


图 8.3.11　右悬置至驾驶人内耳声学传递函数

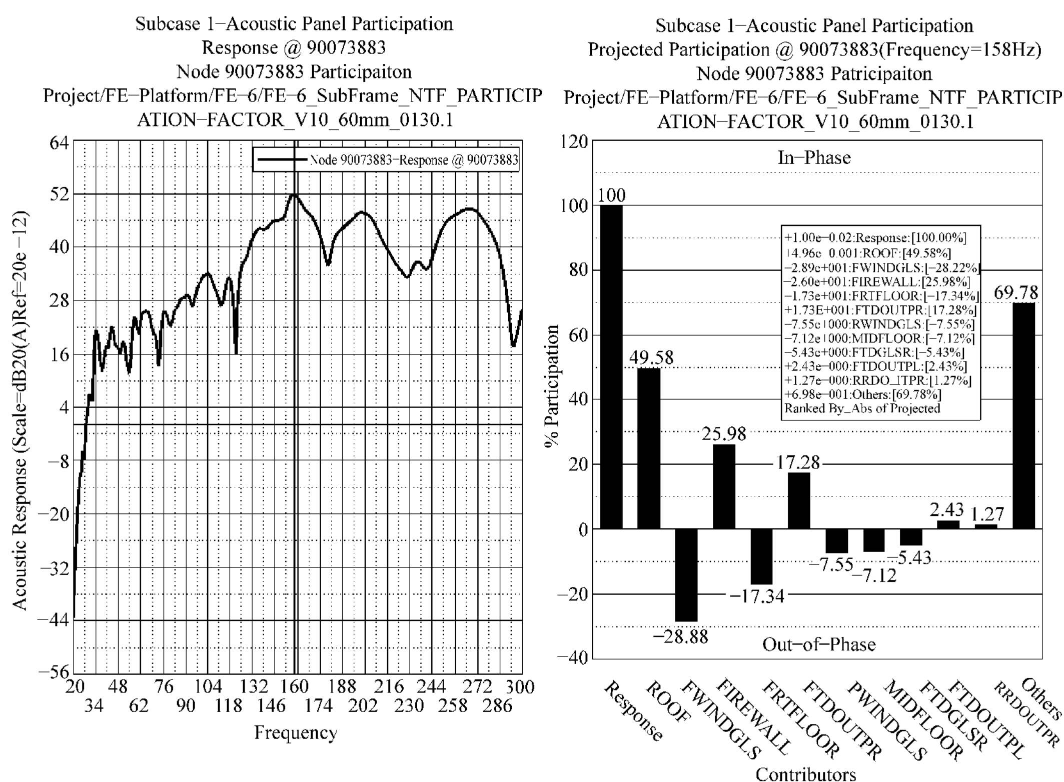


图 8.3.12　节点贡献量分析

五、ERP

车身板件振动会引起车内声压变动，即产生声音。ERP（Equivalent radiated power，等

效辐射声功率）可以评估板件振动与声压之间的关系。

ERP 分析详细情况如下几方面。

1）模型：白车身 + 副车架。

2）载荷：在悬置中心点、前后减振器、副车架摆臂前后点、稳定杆、弹簧支座、后拖曳臂上同时施加单位激励（因无实际载荷激励，用单位激励代替）。

3）频率范围：100 ~ 500Hz。

4）响应：前围、前地板、后地板、左右后轮罩、顶盖的等效辐射声功率、节点声贡献量。

ERP 计算结果如图 8.3.13 所示，图中的峰值频率即为风险点，需要重点关注。

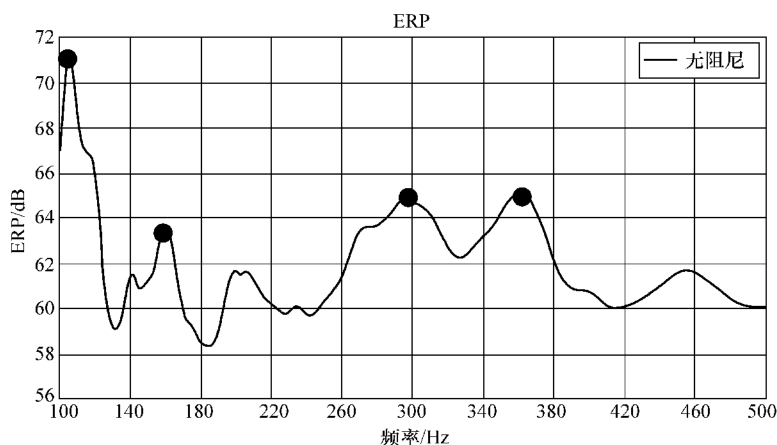


图 8.3.13　ERP 计算结果

针对每一个峰值频率，需要进行进一步的分析，以判断哪些板件、哪阶模态对该峰值有大的贡献。

例如，针对第一个 106Hz 处的峰值，贡献量较大的位置如图 8.3.14 所示。

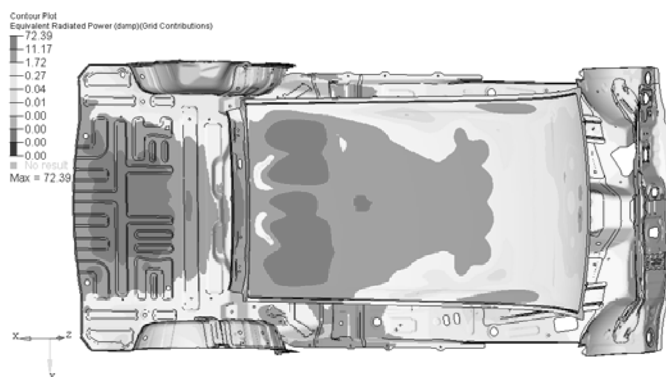


图 8.3.14　对 106Hz 峰值贡献较大的部位

根据上述分析结果，可以对贡献较高的区域进行加强，或者粘贴阻尼板，以降低这些部位的辐射声功率。如图 8.3.15 所示为有无阻尼板以及阻尼板厚度不同时对 ERP 的影响。其



中方案一的阻尼板厚度为 2mm，方案二的阻尼板厚度为 3mm。

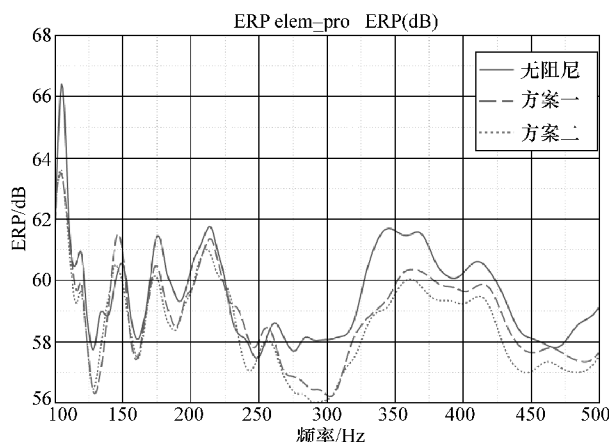


图 8. 3. 15　阻尼板对 ERP 的影响

第四节　路 面 噪 声

一、概述

路面噪声是汽车最重要的噪声源之一，无论是对车内乘员还是车外环境都有着极大的影响。概括地讲主要有以下几方面。

1）路面噪声是除发动机噪声以外，对车外通过噪声影响最大的因素。

2）车辆高速行驶时，路面噪声对车内噪声的影响最大。

3）特别是对于电动车来说，路面噪声对车内噪声的影响更大。

4）路面噪声是影响汽车品质和品牌价值的关键因素。

为了提高汽车的乘坐舒适性和减小对外界环境的影响，人们致力于路面噪声的改善，并发表了大量的研究成果。但是，由于路面噪声产生机理复杂，影响因素多，改善路面噪声具有很大的难度，具体地讲，主要有以下几方面：

1）路面噪声主要来自于轮胎。

2）轮胎结构复杂，具有很强的非线性。

3）无论是测试还是仿真，都很难准确掌握轮胎的真实特性。

4）路面噪声的精确控制方法，目前仍然在不断摸索当中。

二、路面噪声的产生原理

汽车在路面上行驶时，轮胎和路面产生的激振力传递到轮胎，再经过轮胎内空气和轮辋的耦合系统传递到车轴，形成车轴上的纵向力、垂向力，有时还有力矩。

路面对轮胎的激振力来自两个方面，一是路面通过接触面对轮胎不断地局部挤压和释放，产生垂向激振力；另一方面是路面与轮胎橡胶在接触面不断地挤压和释放，产生纵向激振力。粗糙路面产生的激振力一般比平坦路面产生的激振力要大。

有限元法可以分析轮胎内空气与结构间的耦合影响。轮胎与路面接触并变形后，密封在

轮胎内的空气会在220～240Hz附近出现两个空腔模态。这会引起车轴端垂直方向的振动。

图8.4.1为路面噪声的产生机理示意图。

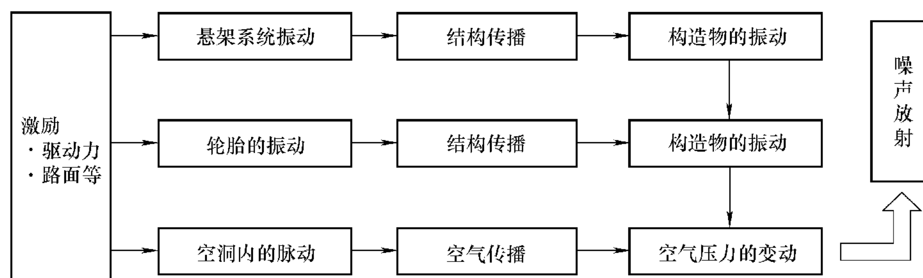


图8.4.1　路面噪声的产生机理

路面噪声的激励主要来自于路面，路面越粗糙，则激励越大，噪声越高。图8.4.2为汽车以同一速度在不同路面上行驶时，测试得到的车内噪声水平。从测试结果可以得出如下几个结论：

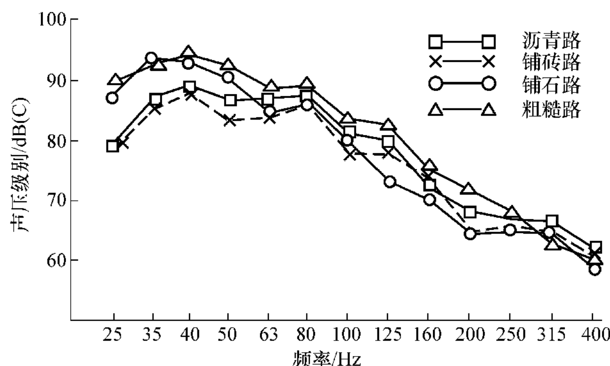


图8.4.2　不同路面上的路面噪声

1）路面的激励越大，则路面噪声越高。

2）低频时路面激励的影响大。

3）高频时结构振动特性的影响大。

三、路面噪声的计算方法

为了预测路面噪声，人们尝试了多种办法。概括地讲，主要有矢量合成法、路谱激励法和载荷分解法等几种。下面逐一介绍。

1. 矢量合成法

矢量合成法分两步进行。第一步是通过实验来测试轮心力及力矩。它是利用逆矩阵法来反推轮心激励。第二步是利用有限元方法来获得轮心到车内乘员位置的声学传递函数。然后利用矢量合成法得到车内噪声。

图8.4.3中的左图为轮心力测试示意图，中图为声学传递函数，右图为车内噪声合成结果。

2. 路谱激励法

该方法模拟的是实际车辆在路面上行驶时的状况。在轮胎与地面接触部位施加激励，直



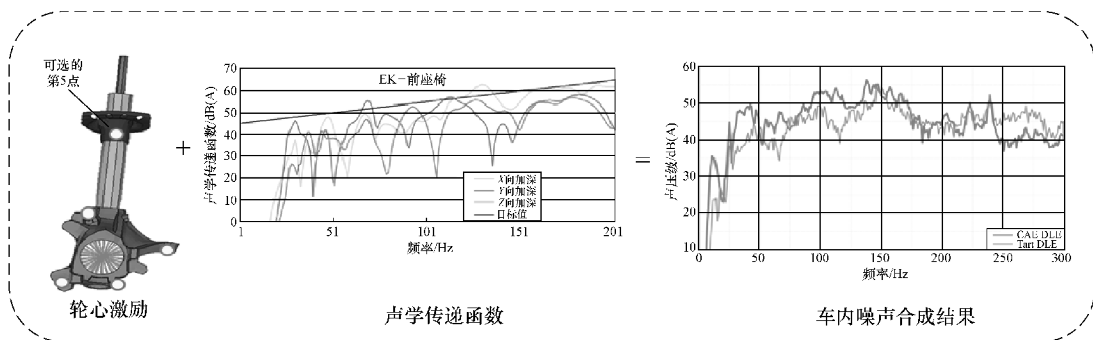


图 8.4.3　适量合成法

接计算车内噪声响应。使用这种方法有两个难点，一是轮胎的模型，二是路面激励。

轮胎具有高度的非线性，其模态特性因载荷、胎压、温度、车速等因素而不同。为了准确模拟轮胎的振动特性，人们开发出了模态轮胎。它是基于测试和仿真的综合方法而搭建的模型，能够准确地反映出轮胎的模态特性。模型中还包括轮胎内部的空气，并考虑空气与轮胎胎壁的耦合作用。

模态轮胎模型一般由轮胎供应商提供，模型通常为 DMIG 格式，其中包括质量、刚度和阻尼矩阵。可以直接导入软件中进行计算。

路面激励通常称为路谱。一般是通常扫描路面形状获得的。为了保证路谱的一致性，必须在专用的实验跑道上进行测试。

图 8.4.4 中的左图为模态轮胎模型，中图为路谱，右图为车内噪声计算结果。

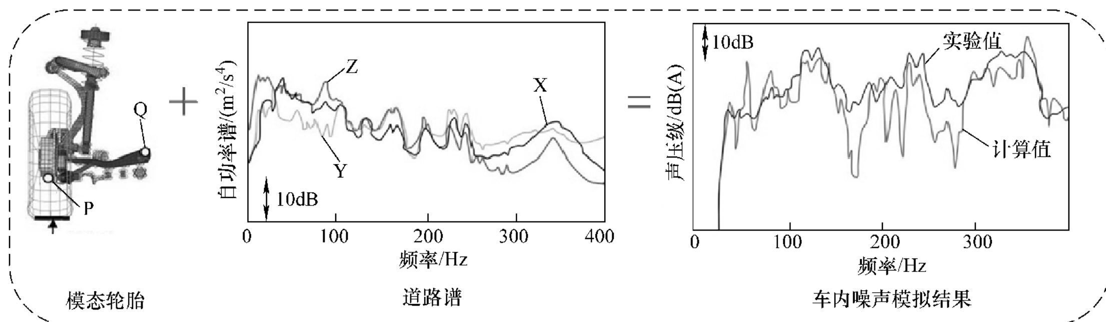


图 8.4.4　路谱激励法

3. 载荷分解法

路面作用在轮胎上的激励，通过轮胎、悬架系统、悬置系统向车身传递。这些传递路径上都设置有激励衰减部件，如动力总成悬置、衬套等。通过实验方法测试悬置、衬套等处的传递力，然后将这些激励施加到车身上，利用有限元方法就可以对路面噪声进行预测。如图 8.4.5 所示即为各主要传递路径的载荷。

直接测试这些点的传递力很困难，一般采用载荷分解的方法来获取激励。首先利用六机力仪测取轮心力和力矩，然后利用 ADAMS 的载荷分解方法，将轮心力和力矩分解到各个连

接点处。这种方法类似于疲劳分析的载荷分解方法，不同的是实验路面、频率范围及载荷大小等参数。图 8.4.5 中的左图为悬架系统传递路径关键点示意，中图为分解到前摆臂前点的载荷，右图为将这些载荷施加到车身上，计算得到的车内噪声。

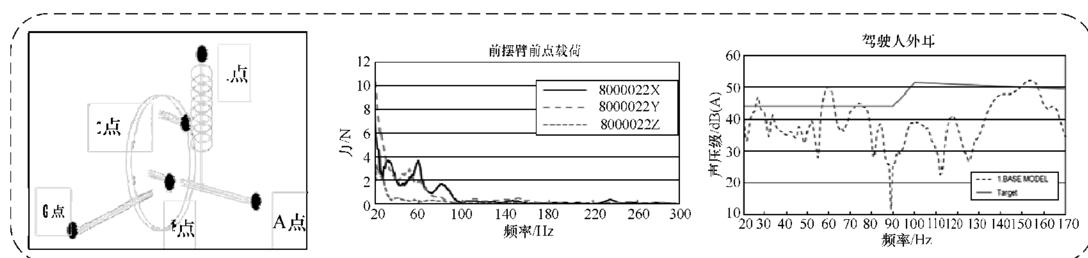


图 8.4.5　载荷分解法

四、案例介绍

本案例中，以矢量合成法为例加以详细说明。

1. 轮心力测试

（1）轮心力测试原理

轮心力测试是基于逆矩阵原理进行的。首先通过实验方法获得转向节处的实际加速度（Operational Acceleration）。实验必须在粗糙路面上进行，以保证路面激励相对于动力总成激励足够大。然后利用有限元方法获得轮心处到转向节的传递函数（T/F）。最后利用逆矩阵法得到轮心处的力。计算公式如下式所示。

$$\text{Spindle Loads Forces} = (1/TF)\cdot \text{Operational Acceleration} = (N/(m/s^2))\cdot(m/s^2) = N \qquad (8.8)$$

（2）实验概况

实验在是专用的粗糙路面上进行的，行驶速度为 60km/h。详细情况如表 8.4.1 所示。

表 8.4.1　实验

项目	内容
路面类型	Rough road（鹅卵石路面直径 20 ~ 30mm）
车速	60km/h
测试方式	前后轮分两次测量（每组测试 5 次）
转向节布点	每个转向节上布置 5 点
测试信号长度	25s
采样频率	1024Hz
带宽	1000Hz

转向节上共布置 5 个测点，如图 8.4.6 所示。第 5 点为可选点，视实际情况而定。另外 4 点是必测点。测试时，如果传感器数量及数据采集仪通道数足够多，最好是一次性测完。否则，可以分成两组测试。

图 8.4.7 所示为部分实际加速度测试结果。将原始的时域测试结果进行傅里叶分析，可



以获得频域信号。

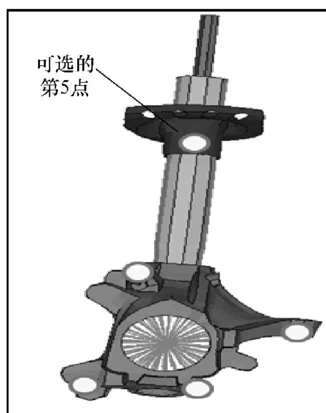


图 8.4.6　转向节测点布置

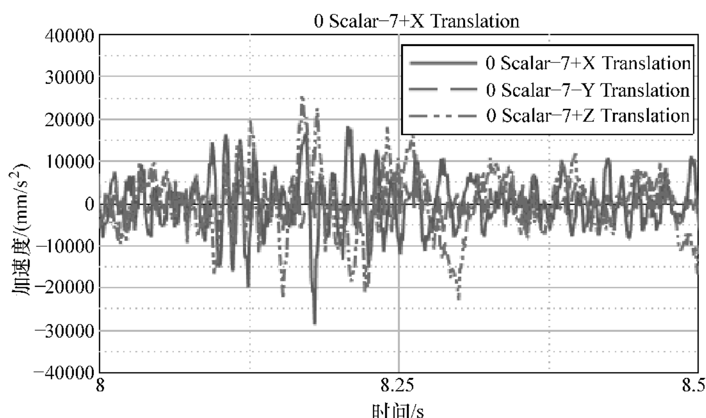


图 8.4.7　部分测试结果

（3）传递函数计算

利用 TB 有限元模型，计算转向节到轮心处的振动传递函数。

（4）轮心力合成

利用式（8.8），将实测加速度和传递函数合成为轮心处的激励。如图 8.4.8 所示为某个轮心处 Z 向力合成结果。

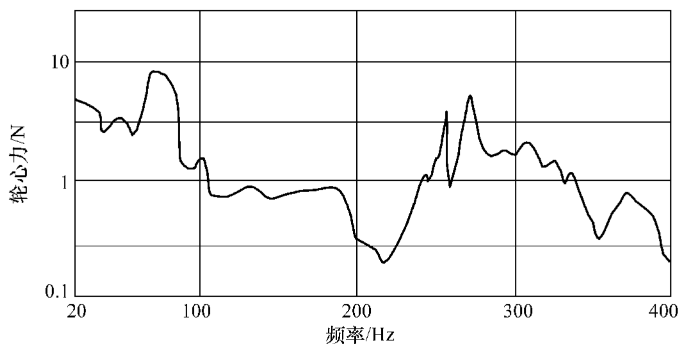


图 8.4.8　轮心力合成结果

2. 声学传递函数分析

利用 TB 有限元模型，计算轮心处到车内乘员位置的声学传递函数。响应点的选取应该与实验测试时传声器位置相同，以方便计算结果与测试结果对标。

3. 车内噪声合成

得到了轮心力和声学传递函数结果后，就可以利用矢量合成法得到车内噪声。如图 8.4.9 所示为车内驾驶人位置的噪声结果。图中包括计算结果和测试结果，可以看出二者具有很好的一致性。

上述计算方法和结果对整车 NVH 性能预测具有重要意义。在设计阶段，通过路面噪声预测，可以了解产品结构中是否存在风险点，并对不同的方案进行横向对比。针对风险点提出解决方案，尽可能优化产品结构，避免实车出现问题。当产品出现问题时，可以快速查找原因，并采取有效的解决方案。

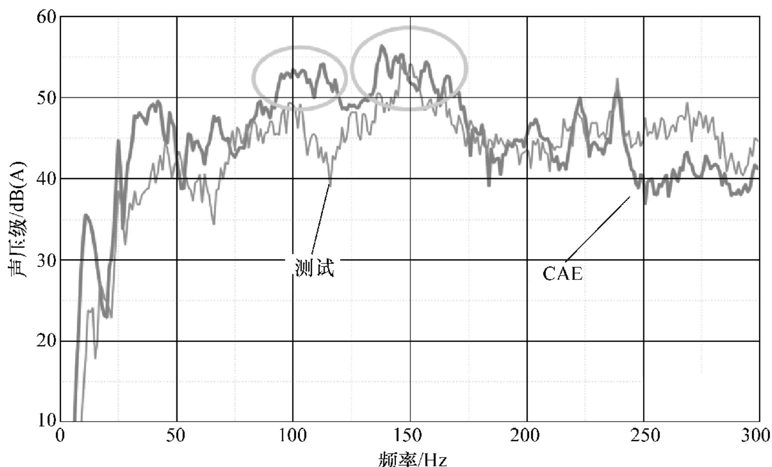


图 8.4.9　车内噪声合成结果

4. 路面噪声优化

路面噪声优化可以从以下三个方向入手：

1）降低激励。

2）改善传递路径。

3）降低发声部件振动。

路面噪声的激励源来自于路面，通过轮胎、悬架系统向车身传递。传递路径是悬架系统与车身的连接点。最终引起车身某处板件共振，产生辐射噪声。

降低激励有很大的难度，轮胎、悬架的改动有很多限制。因此，改善传递路径和降低发声部件振动幅值是最常用的方法。

（1）改善传递路径

从路面到车身有很多条传递路径。如图 8.4.10 所示为部分路面激励传递路径。其中，减振器、后拖曳臂、摆臂等为主要传递路径。

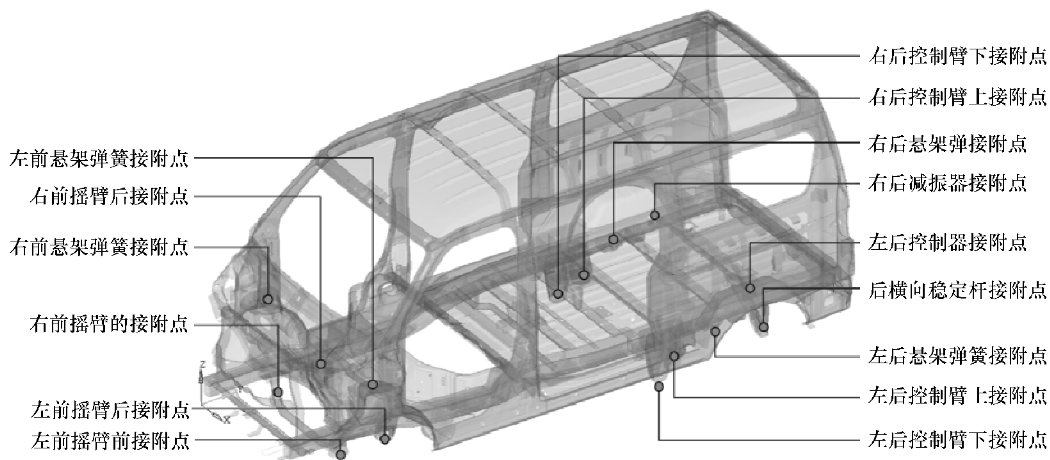


图 8.4.10　路面激励主要传递路径



首先需要进行传递路径分析，以确定贡献最大的传递路径。各个关键点的原点动刚度以及到车内乘员位置的声学传递函数可以帮助判断哪条传递路径是主要的。如图 8.4.11 所示为后减振器座声学传递函数优化结果。通过结构优化，提高了后减振器座的动刚度，相应地该点的声学传递函数在 130Hz 以后有了明显的改善。

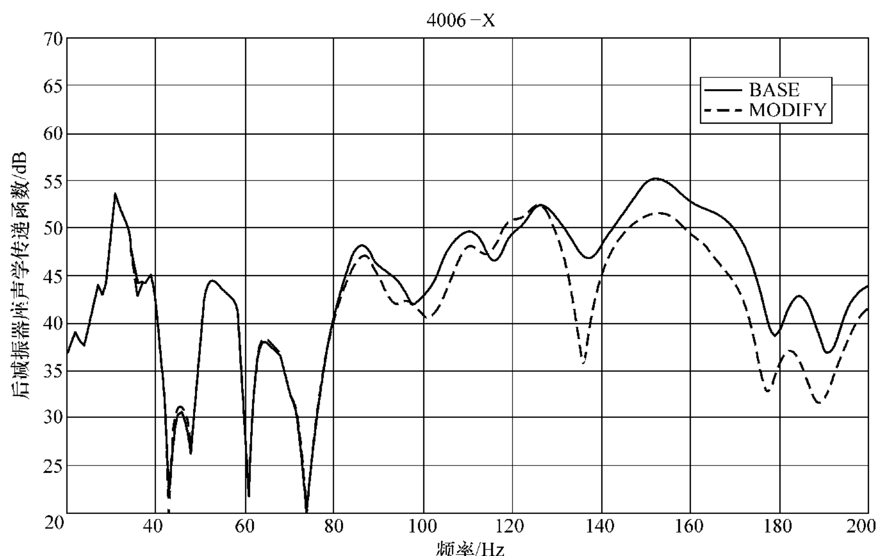


图 8.4.11　后减振器座声学传递函数优化

（2）降低发声部件振动

车内噪声最终是由某个或者某些板件的振动引起的。车身是由大量的板件构成的，其中不乏面积较大的部件，如顶盖、地板、侧围、前围等。这些板件都存在局部模态。这些局部模态一旦被激励起来，就会引起车内噪声。

有很多方法可以帮助准确定位发声部件，其中 CAE 模拟方法是应用最广的。模态贡献量、板件贡献量、节点贡献量等都是常用的辅助手段。

图 8.4.12 所示为车辆通过减速带时，顶盖局部模态被激发起来引起了车内噪声。经过分析，确定后顶盖部位的局部模态是产生问题的根源，如左图所示。为了改善局部模态，在顶盖处增加加强板，如右图所示。

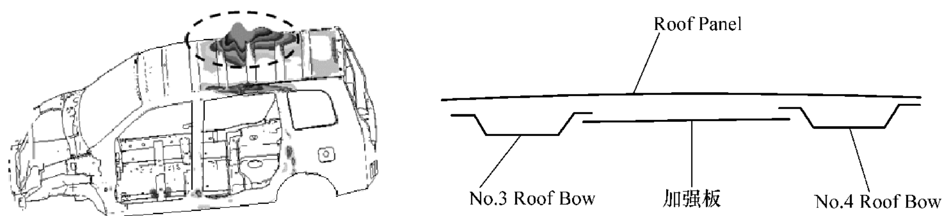


图 8.4.12　顶盖模态引起的路面噪声

顶盖加强后，顶盖的局部振动及车内噪声模拟结果如图 8.4.13 所示。左图为顶盖处的振动，右图为车内噪声。从结果中可以了解到，顶盖加强后，局部模态得到了有效控制，车内噪声也明显改善。

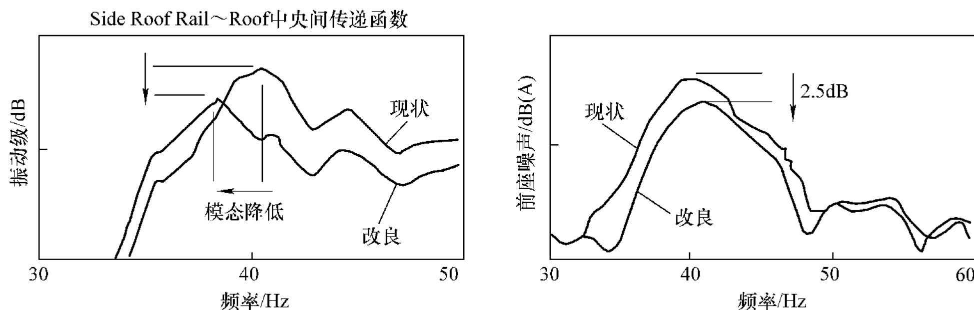


图 8.4.13　改进效果

第五节　制动抖动及摆振模拟技术

一、概要

制动抖动及转向盘摆振是车辆制动或者正常行驶时发生的异常振动现象，会给乘员带来不适感，影响乘坐舒适性。

制动抖动是在车辆制动时产生的地板、制动踏板振动，有时还会伴随着转向盘旋转方向的振动。其激励源来自于制动盘的 DTV（Disk Thickness Variation，制动盘厚度变化）引起的制动力矩变动，中间包含车轮的旋转一次或者高次成分。这个力矩变动被悬架系统的前后共振模态放大，向车身及转向系统传递，引起地板、制动踏板及转向盘的振动。

转向盘摆振是车辆在行驶过程中发生的转向盘旋转方向的振动现象。激励源来自于轮胎、车轮等旋转部分的不平衡力矩，被悬架系统模态放大，通过转向系统引起转向盘旋转方向振动。

以上两种振动现象都属于异常问题。为了消除或者减少这两种振动，到今天为止，已经有大量的研究文献发表。但是，这些研究所使用的模型都无法充分表现转向系统及悬架系统的非线性振动传递特性，也没有将转向系统及悬架系统的耦合现象考虑进来，因此，都不能充分展现制动抖动及摆振现象实际上的特性。为了解决上述不足之处，本案例中使用 ADAMS 软件搭建转向系统及悬架系统模型，对制动抖动及摆振现象进行有效的性能预测。

二、模型概要

分析时所使用的模型主要包括转向系统、悬架系统两部分，按照 1、2 项中的说明对每一部分分别进行对标验证，然后再组装成整车模型。模型的搭建和分析使用 ADAMS 软件。

1. 转向系统模型

转向系统模型如图 8.5.1 所示，具有非线性振动传递特性。在转向助力泵工作的状态下，在齿条端激励，通过转向盘旋转方向的振动响应，可以显示转向盘扭转共振相对于激励的变化。图 8.5.2 为在齿条端加振试验概要。

对于线性模型来讲，虽然可以用等价黏性衰减系数来模拟摩擦特性，但是很难再现图 8.5.1 那样的特性，如果采用等价黏性衰减模型，会出现无法将摩擦数值替换为设计标准的问题。为了实现这一目的，必须采用非线性模型，以准确地模拟摩擦特性。



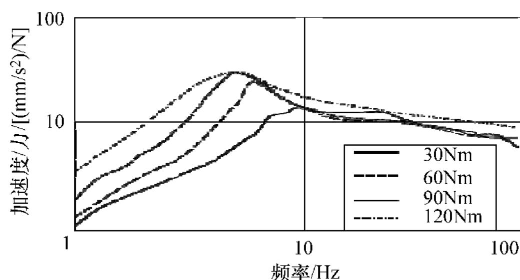


图 8. 5. 1　转向系统扭转共振的激励依赖性

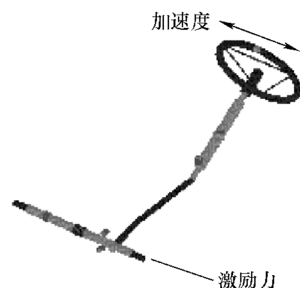


图 8. 5. 2　齿条接头激励

下面介绍详细的建模方法。

1）不需对转向系统部件中的滑动部位逐一模型化，而是搭建能够展现转向系统整体振动特性（非线性）的简易物理模型。

2）在转向柱、输入轴和齿条等三个部位定义摩擦，并分别按照图 8. 5. 3 所显示的那样，由表现黏滑摩擦状态的弹簧和表现滑动状态的库仑摩擦直接结合在一起，构成转向系统模型。

图 8. 5. 4 中显示的是转向盘旋转方向振动响应的实测和分析结果。分析结果再现了转向系统扭转共振的非线性特征，因此，确认所搭建的模型能够很好地再现实际问题。

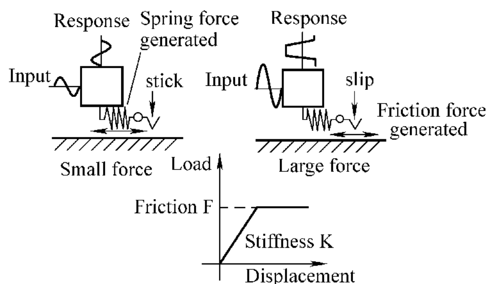


图 8. 5. 3　激励模型

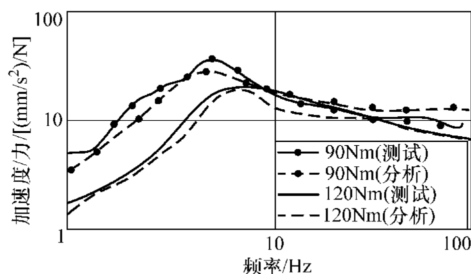


图 8. 5. 4　转向系统扭转共振测试与分析值

2. 悬架系统模型

对多连杆式悬架系统进行了模型化。对于制动抖动和转向盘摆振现象，由于减速度不同，发生振动时使用的悬架系统衬套的刚度特性领域存在差异，如图 8. 5. 5 所示。因此，使用线性分析方法，在同一个模型中完成上述两种现象分析是不可能的。基于这一点，通过准确地表现悬架系统中包含的衬套位移和激励特性的模型，可以很好地展现相对于外激励的振动特性变化，在同一个模型中可以完成制动抖动和转向盘摆振的分析。表 8. 5. 1 及图 8. 5. 6 中显示的是对制动抖动及转向盘摆振影响最大的悬架系统前后方向共振模态。分析结果与 4 立柱台架实验测试结果处于相同的频带，充分地再现了实际问题。

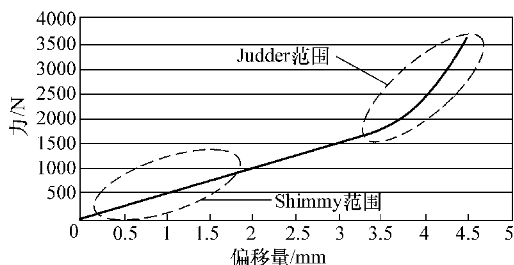


图 8.5.5　悬架衬套刚度范围

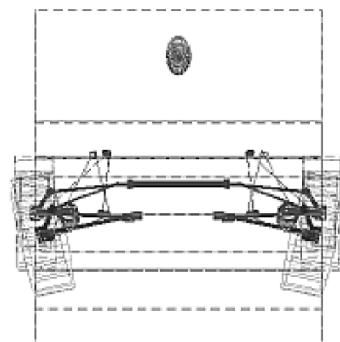


图 8.5.6　悬架系统前后模态

表 8.5.1　抖动范围内的共振频率

模拟值（ADAMS）	实测值（4 立柱台架）
21.7Hz	22.3Hz

3. 整车模型

利用整车模型可以模拟底盘测功机上的实车行驶实验，对制动抖动及转向盘摆振影响较小的后悬架等可以用等价弹性单元代替，如图 8.5.7 所示。制动抖动的输入激励是制动力矩变动。假定制动力矩与 DTV 成比例关系，可以将 DTV 换算成制动力矩。在轮胎上附加质量，以模拟不平衡量，它所产生的不平衡力及力矩作为转向盘摆振的输入激励。调整转向系统摩擦系数后，制动抖动及转向盘旋转方向的加速度级别如图 8.5.8、图 8.5.9 所示。通过分析可以了解到，增加摩擦系数能够有效减小振动加速度幅值。根据以上分析方法，可以定性地评价转向系统摩擦系数的影响。

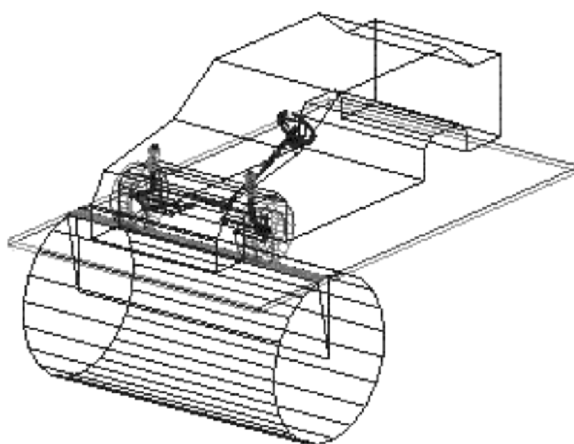


图 8.5.7　整车模型



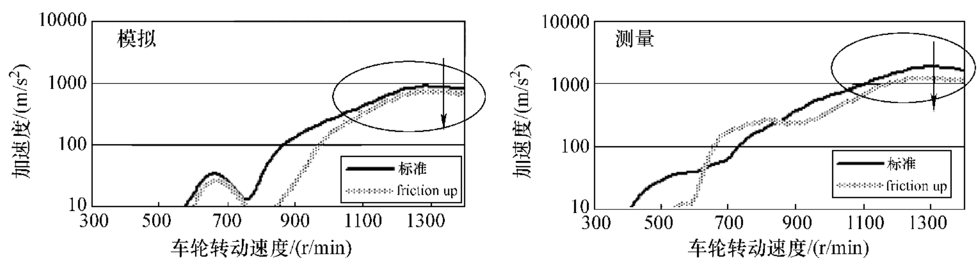


图 8.5.8　不同摩擦系数时的振动响应（抖动）

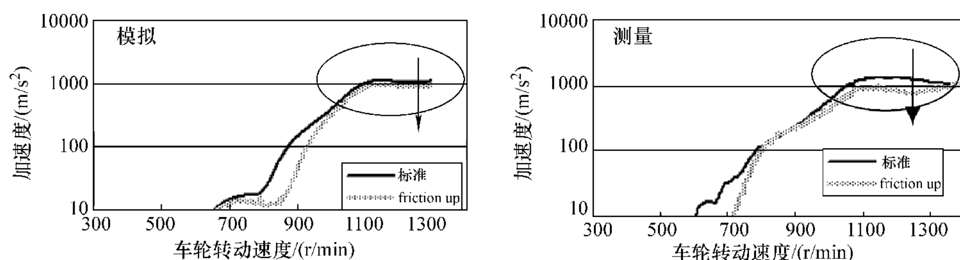


图 8.5.9　不同摩擦系数时的振动响应（摆振）

三、产品开发中的应用

下面介绍一下在实际产品开发中应用的情况。与基础状态相比，优化方案是将后摆臂后侧的衬套刚度特性进行了调整，并开展了相应的对比分析。利用调整后的模型进行了制动抖动分析，每一种状态的转向盘旋转方向的加速度级别如图 8.5.10 所示。根据分析结果可知，通过调整衬套特性，悬架的振动得到了有效控制，与基础状态相比，目标性能均得到了有效改善。将优化后的悬架参数进行了实车测试，正如分析结果那样，转向盘旋转方向的加速度级别大幅降低。因此，本案例中使用的分析方法的可靠性在实际产品开发中的应用得到了进一步确认。

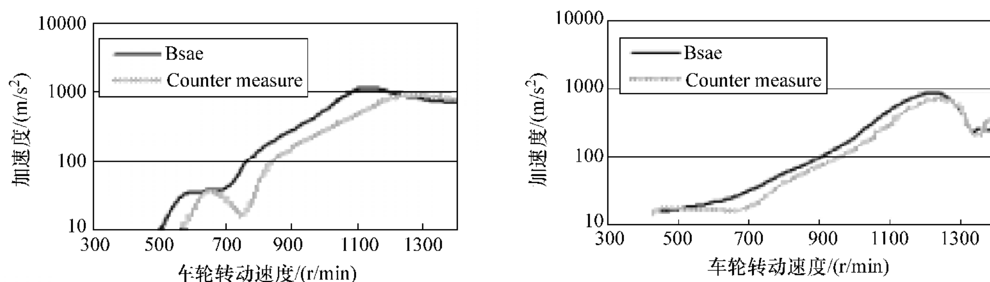


图 8.5.10　后摆臂衬套刚度不同时的振动响应（抖动）

四、结论

利用 ADAMS 的非线性模型，搭建转向系统和悬架系统的传递特性模型，对各种参数进

行定性评价，从而确定了制动抖动和转向盘摆振的模拟分析技术。本技术中所涉及的建模方法，可以总结为如下几点。

1）对转向系统模型进行了必要的简化，但是能够表现转向系统整体振动传递特性。

2）悬架系统使用了非线性衬套特性值，可以准确表现悬架系统相对于外力的振动特性变化。

3）车身模型中，车身简化为刚性体，仅对前悬架进行了模型化，后悬架等用等价弹性单元代替。

4）制动抖动的输入激励为制动力矩，是利用它与制动盘 DTV 的线性比例关系换算而得到的。

第九章　实 际 案 例

第一节　怠速转向盘抖动优化案例

当发动机处于怠速工作状态时，由发动机的激振力所引起的车体 NVH 现象，代表了汽车最基本的 NVH 特性。发动机的爆发压力及不平衡惯性力引起动力装置的振动，通过发动机悬置传递到车体，所引起的低频（10～30Hz）车体振动，称为怠速振动。这个振动因发动机的缸数、类型、发动机搭载状况、车体构造等因素而不同。

一、问题描述

代号为 PP－3 的某新研制车型，在样车实验过程中，出现了怠速工况转向盘抖动现象。实验工程师主观评价为：

- 冷机状态时，N 位振动水平在可接受范围。
- 冷机状态时，P、R、D 位车身抖动，D 位最严重。
- 热机状态时，D 位车身抖动，其余档位可接受。

详细结果如表 9.1.1 所示。

表 9.1.1　PP－3 样车 NVH 主观评价结果汇总

No. 199	档位	地板振动	转向盘振动	车内噪声	怠速转速/(r/min)
冷机	P	△	△	△	800
	R	△	△	△	800
	N	○	○	○	800
	D	×	×	△	800
暖机	P	○	○	○	750
	R	○	○	○	750
	N	○	○	○	750
	D	△	△	○	750

注：○：可以接受；△：勉强可接受；×：不可接受。

为了验证主观评价结果的准确性，对怠速工况下转向盘的振动进行了测试，测试结果如图 9.1.1 所示。测试时空调关闭。

通过测试数据可以了解到，转向盘在 25Hz 和 50Hz 两处出现振动峰值。其中，25Hz 处 Z 向振幅最大，50Hz 处 X 向振幅最大。

对于这种怠速抖动问题，必须在车辆上市前解决。否则会严重影响顾客对该款汽车及生产商的信任，甚至会导致花费的数年时间以及大量的资金、人力投入等付诸流水。

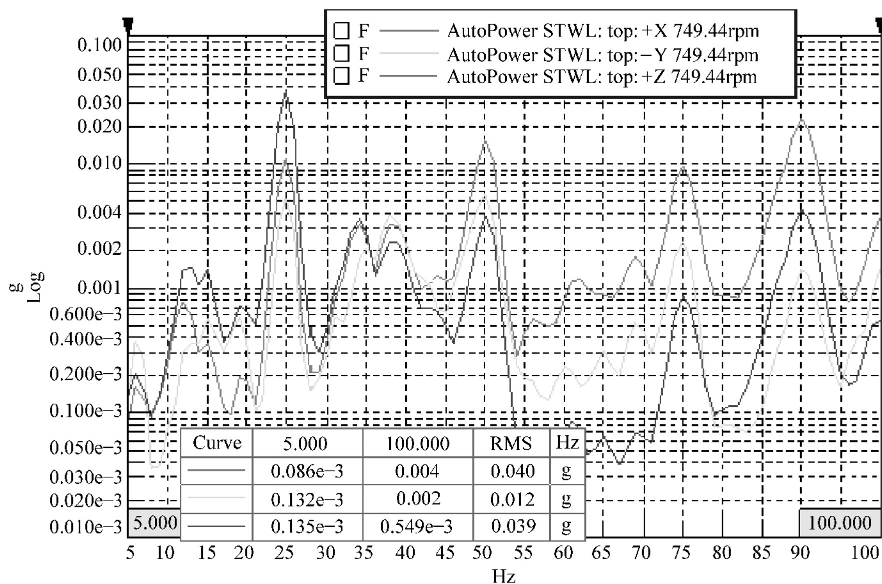


图 9. 1. 1 怠速工况转向盘抖动实测结果

二、原因分析

发动机处于怠速工况时，车身处于静止状态。车身受到的激励全部来自于发动机。发动机的激励通过悬置向车身传递，引起车身振动，如转向盘、座椅振动。严重时整个车身都在抖动，严重影响乘坐舒适性。

发动机的激励通过悬置系统向车身传递。悬置对激励具有衰减作用，如果悬置的衰减没有达到预期效果，将会导致传递到车身的力过大，引起车身振动。

车身的弯曲模态和转向盘的弯曲模态与发动机怠速激励频率很接近，很容易产生共振。特别是车身的弯曲模态，很难避开发动机怠速激励。

1. 发动机激励

PP－3 样车装配的是直列四缸发动机，曲轴系统没有专门的平衡机构。发动机激励主要包括缸内气体爆发产生的转矩和往复惯性质量运动引起的转矩和惯性力。

发动机的激振力主要包括气体爆发压力和往复惯性力两部分，如图 9. 1. 2 所示。爆发压力是由一系列与旋转次数相关的谐和成分构成。这些谐和成分的系数随着负荷的大小而变化，通常是按照试验测得的值给定的。对于 4 缸发动机而言，对 4 个气缸进行叠加后，仅剩余 2 次成分及其谐和成分，这部分是占主导地位的。

往复惯性力包括上下和旋转两部分，但是上下方向激振力作为内力是可以抵消掉的。引起动力总成振动的激振力，是转矩反力，也就是旋转惯性矩，按式（9. 1）计算：

$$-\pi D^2 r[b_2\sin(2\omega t)+a_2\cos(2\omega t)] \quad (9.1)$$

式中，D 为缸径；r 为曲拐半径；a_2、b_2为调谐系数。

另一方面，根据发动机的机构力学，往复惯性力由往复惯性质量、连杆长、曲拐半径等参数求得。对四个气缸进行叠加，上下方向仅剩余 2 次成分，旋转成分也同样只剩余 2 次成



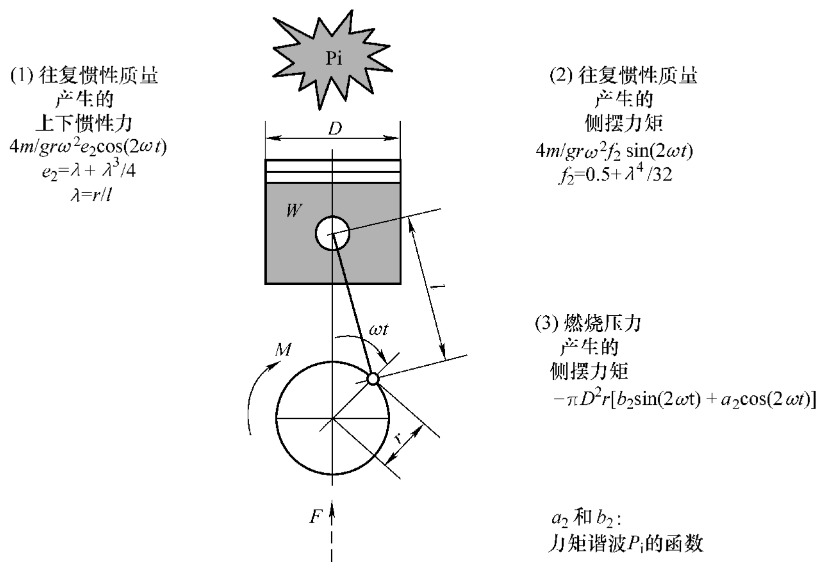


图 9. 1. 2　发动机激振力

分。往复惯性力与发动机转速的平方成正比例增大。

上下部分：
$$4m/gr\omega^2 e_2\cos(2\omega t) \tag{9. 2}$$
$$e_2=\lambda+\lambda^3/4,\ \lambda=r/l(\text{连杆比}),$$
式中，r 为曲拐半径；l 为连杆长；m 为往复惯性质量。

旋转部分：
$$4m/gr\omega^2 f_2\sin(2\omega t) \tag{9-3}$$
$$f_2=0.5+\lambda^4/32$$

怠速时，由于负荷较低，旋转系统的摩擦系数有一定的偏差，所以怠速有一定的变动范围。例如 AT 车，换 D 位或打开空调时，由于负荷增加，爆发压力会增大。

受这些激振力的作用，发动机旋转振动的实际测量值，同其他多缸机对比，4 缸机（C2）成分最大，V6（C3）、V8（C4）逐渐变低，多缸机是占有优势的。以发动机安装部位为响应点，来描述在怠速领域时动力总成的运动轨迹，可以看出往复惯性力和爆发压力，或者是上下激振力和旋转激振力，是具有一定的相位差的。为了从根本上降低 4 缸机的激振力，安装 2 次回转平衡块的做法，在汽车上已经有应用的实际案例。调整平衡块的布置，不仅惯性力能够降低，爆发压力也有降低的可能性，但是要想做到从低负荷到高负荷的全范围内降低激振力，是非常困难的。

综上所述，PP－3 样车发动机的激励以 2 阶成为分主，怠速关空调时发动机转速为 750r/min，对应的 2 阶激励为 25Hz，4 阶激励为 50Hz。

2. 转向盘模态

转向系统模态是 NVH 性能开发中重要的指标。为了避免出现怠速抖动、高速摆振等 NVH 问题，要求转向系统模态至少不能低于 35Hz。PP－3 样车在设计过程中进行了详细的转向系统模态对标。如表 9. 1. 2 所示为转向系统重量对标情况。保证重量一致是确保分析结果精度的前提。

表 9.1.2　转向系统重量对标

总成	分总成	简图	仿真/kg	实验/kg
管柱	下端		1.08	1.45
	电动机		7.32	6.96
	上端		3.75	4.16
	气囊		0.91	0.98
	总质量		13.85	13.54
IP	空调		9.11	8.06
	主仪表板		9.09	9.40
	IP 总成		33.71	33.64
线束	线束		无	4.98

转向系统模态对标结果如表 9.1.3 所示。为了保证转向系统的模态对标精度，对转向系统模态目标进行了分解，逐级进行对标，最终保证整个转向系统的对标精度。

表 9.1.3　转向系统模态对标结果

	转向盘振型	模态/Hz		
		仿真	测试	误差率
转向盘+转向管柱	水平	43.6	42.7	2.1%
	垂向	46.8	44.4	5.4%
转向盘+转向管柱+CCB	水平	36.4	37.9	-4.0%
	垂向	38.0	30.5	24.6%
转向系统+白车身（不含 IP）	垂向	34.8	32.7	6.5%
	水平	37.7	38.3	-1.6%
转向系统+BIW（含 IP）	垂向	34.3	31.2	9.7%
	水平	38.0	38.3	-0.8%

转向盘除了上表中的一阶弯曲、扭转模态以外，还包括很多阶模态。如图 9.1.3 所示为转向盘模态识别结果，图中圆圈标记处，包含转向盘的多阶模态，分布在 45～50Hz 范围内。这而一频率与发动机的四阶激励非常接近。

3. 车身模态

车身模态也是确保不出现怠速振动的重要指标。为了了解车身模态分布，对整车及 TB（Trimmed Body，内饰车身）状态进行了模态分析，分析结果如表 9.1.4 所示。

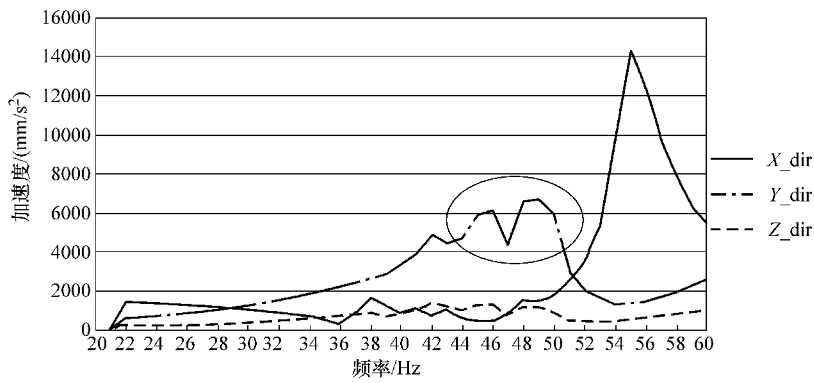


图 9. 1. 3　转向盘模态识别结果

表 9. 1. 4　车身及转向盘模态分析结果

振型	内饰车身模态/Hz		
	测试	CAE	误差
一阶垂向弯曲	24. 3	24. 9	2. 5%
一阶整体扭转	26. 7	27. 4	2. 6%
二阶垂向弯曲	28. 8	29. 1%	1. 0%
转向盘上下	34. 9	34. 8	－0. 3%
转向盘左右	37. 8	37. 1	－1. 9%
重量/kg	—	946. 3	

通过模态对标，确保了分析模型的准确性。可以在该模型的基础上进行下一步的优化。

从上述结果可以看出，车身的一阶弯曲模态与发动机怠速激励非常接近，很容易被激发起来，引起车身振动，并带动转向盘振动。

4. 原因分析

通过以上分析，可以确定 PP－3 样车怠速振动的发生原因。即，25Hz 处的振动峰值是发动机二阶激励激发了车身的一阶弯曲模态，使得整车以及转向盘都在振动。50Hz 处的振动峰值是发动机四阶激励激发了转向系统的弯曲模态。

为了进一步验证上述结论，对 PP－3 样车怠速振动进行了模拟计算，并与测试结果进行了对比。激励来自于实车测试，由试验部门提供。

图 9. 1. 4 为怠速关空调工况时的转向盘振动对比结果，图 9. 1. 5 为怠速开空调工况时的转向盘振动对比结果。可以看出，模拟结果与前面推测的结果非常一致，这也进一步验证了前面的判断。

三、解决方案

知道了问题的发生原因以后，就可以有针对性地制定解决方案了。

1. 针对 25Hz 的振动

25Hz 处的振动是发动机激励激发了车身的一阶弯曲模态引起的。由于开发已经进行到

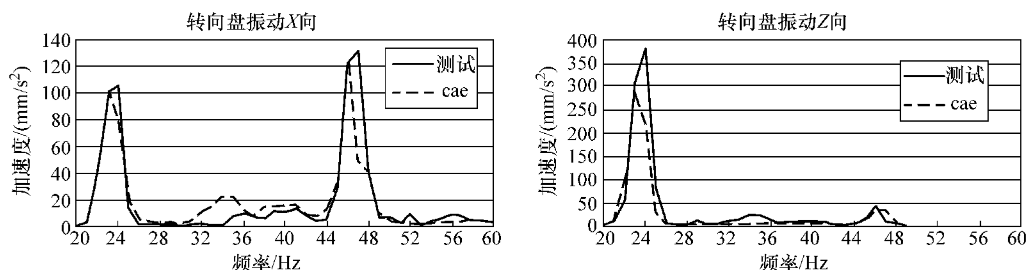


图 9.1.4　怠速关空调工况仿真与测试结果对标

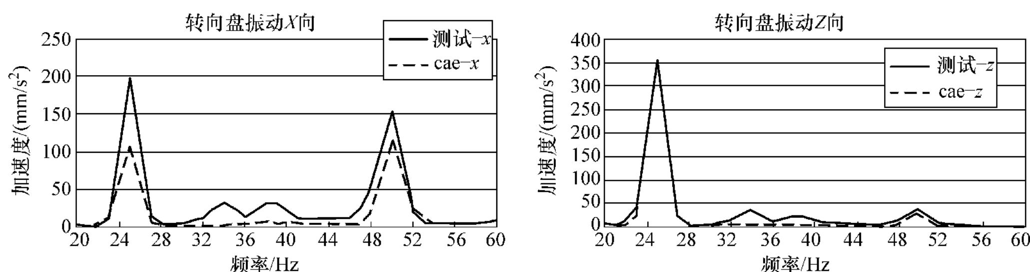


图 9.1.5　怠速开空调工况仿真与测试结果对标

样车试制阶段，车身数据不可能做大的调整，因此，车身弯曲模态无法变更。基于此，将重点放在降低发动机激励方面。

为了使发动机激励与车身模态避开，将发动机怠速设计转速进行了调整。将怠速 D 位关空调发动机转速调整到 750r/min 后（原状态 700r/min），转向盘和座椅导轨 2 阶振动改善明显。

2. 针对 50Hz 的振动

调整发动机怠速转速后，转向盘在 50Hz 附近的振动并没有改善。说明转向盘的该处振动另有原因存在。

为了查找问题的原因，又进行了多项试验。

1）断开 CCB 和防火墙的连接点，CCB 51Hz 模态降低到 49Hz，50Hz 处幅值由 0.22（m/s^2）/N 降低到0.11（m/s^2）/N；转向盘 51Hz 处幅值由 0.69（m/s^2）/N 降低到 0.39（m/s^2）/N 。

2）断开 CCB 和防火墙及中通道的连接点并装上安全气囊，CCB 50Hz 模态降低到 44Hz，50Hz 处幅值由 0.22（m/s^2）/N 降低到 0.05（m/s^2）/N ；转向盘 51Hz 处幅值由 0.69（m/s^2）/N 降低到 0.22（m/s^2）/N 。

图 9.1.6 所示为断开 CCB 与前围板的连接后，CCB 中间点 *X* 向的 51Hz 处的振动变化情况。可以看出，连接断开后，CCB 在 *X* 方向的振动在明显变化。

图 9.1.7 为断开 CCB 与前围板连接后，转向盘 *X* 向的 51Hz 处的振动变化情况。可以看出，连接断开后，转向盘在 *X* 方向的振动在明显变化。

通过上述验证结论，可以初步判断 CCB 与前围板的安装点是振动的主要传递路径。



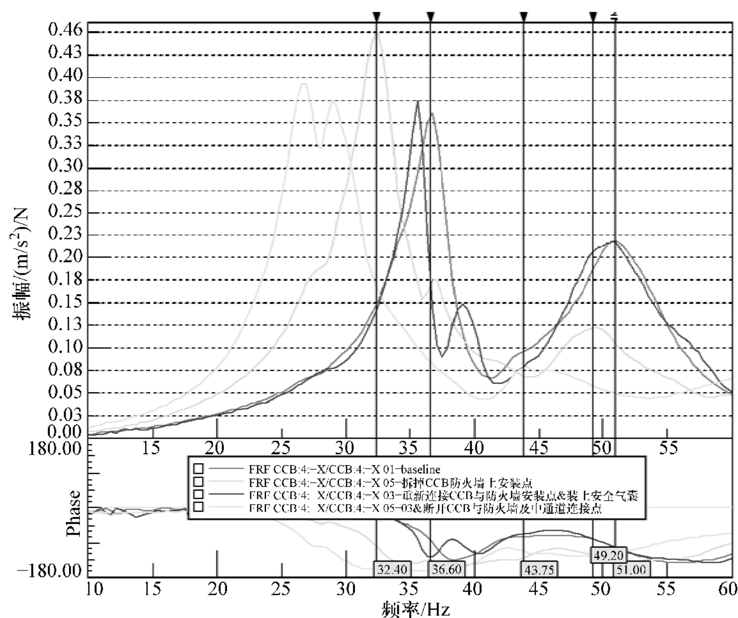


图 9.1.6　CCB 断开连接后振动变化

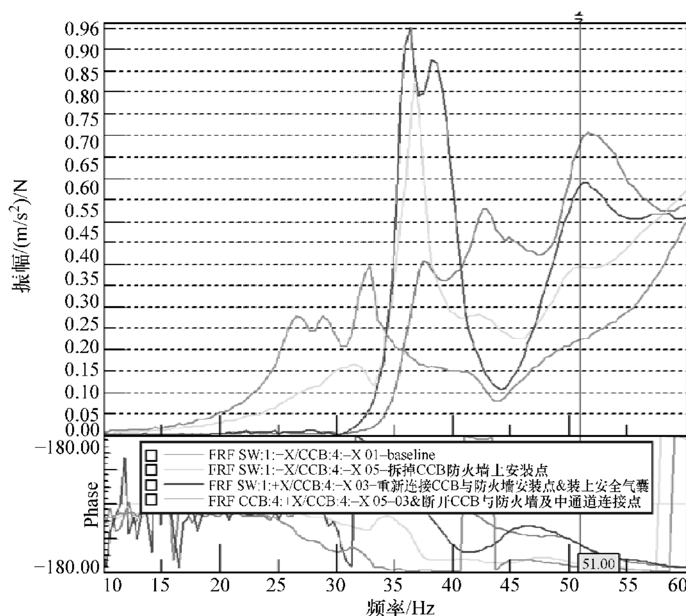
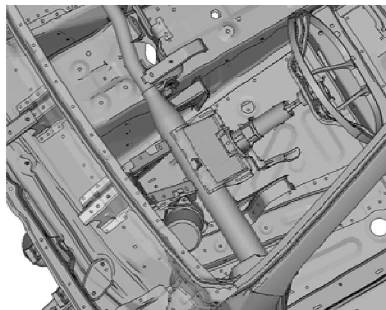


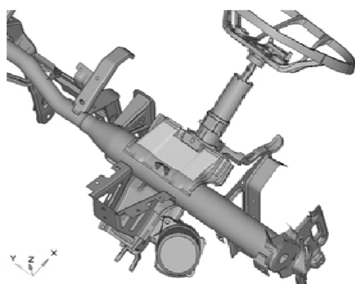
图 9.1.7　CCB 断开后转向盘振动变化

根据上述结论，利用 CAE 方法对 CCB 进行了加强，重点是改善 50Hz 附近的振动。图 9.1.8 为 CAE 提出的改进方案，共包括三部分。一是在前流水槽处增加小支架，以加强 CCB 与前围板的安装刚度。二是在 CCB 管梁与支架处增加焊点。三是在 CCB 管梁与支架处补一块加强板。

1. 流水槽增加小支架，支撑住转向管柱前围板安装点，T=1.4mm，质量增加约0.28kg



2. 转向管柱安装点增加加强板，T=2.5mm，质量增加约0.23kg



3. 增加两条二氧化碳保护焊

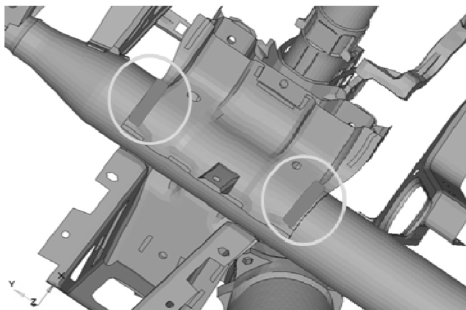


图 9.1.8　CAE 改进方案

图 9.1.9 为加强方案的效果。可以看出转向盘 X 方向的振动有了大幅改善。

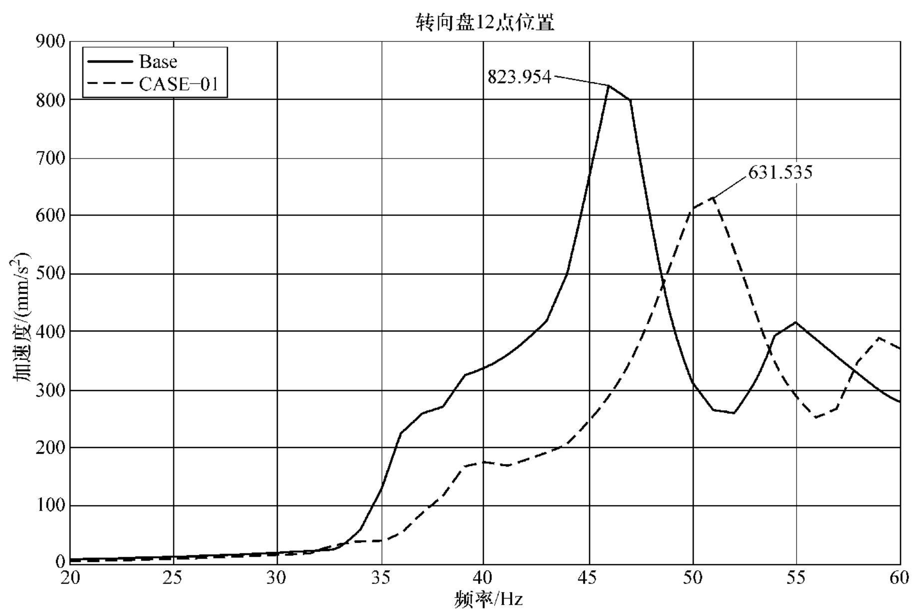


图 9.1.9　CAE 方案效果



四、实验验证

实验部门根据 CAE 的方案试制了样件，并装车试验。主观评价结果为：

采取加强方案后，000653 样车热机 P 位关空调转向盘振动由 0. 43m/s² 降低到0. 19m/s²，D 位关空调转向盘振动由 0. 56m/s² 降低到 0. 23m/s²，改善效果明显。图 9. 1. 10 为转向盘振动的改善结果。

	转向盘12点振动/(m/s²)							
方案	工况	RSS	2阶	4阶	工况	RSS	2阶	4阶
baseline	PG_AC off	0.43	0.09	0.31	DG_AC off	0.56	0.21	0.46
CCB中间焊加强梁		0.19	0.09	0.10		0.23	0.14	0.10

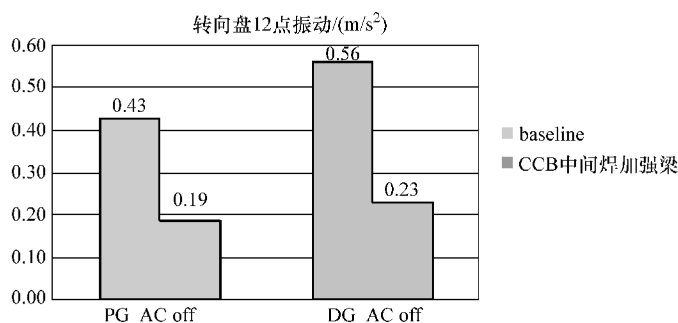


图 9. 1. 10 转向盘振动的改善结果

第二节 SUV 加速轰鸣噪声控制

某主机厂设计、制造的一款 SUV 轿车，在用户使用过程中出现了轰鸣噪声、变速器啸叫、地板抖动等多项 NVH 问题。用户投诉较多，严重影响了该产品的市场信誉和销售。为了解决这些问题，公司组建了专项小组，对问题进行攻关和研究，以期尽快解决问题。

上述问题中，顾客投诉最集中的是加速轰鸣噪声，出现在常用发动机转速范围内，而且幅值较高，严重影响了乘坐舒适性。因此，本文重点介绍加速轰鸣噪声的解决方法和效果。

一、问题描述

该车未达到实用水平。需要改进的项目：

1）轰鸣噪声。

2）变速器齿轮声。

3）怠速时变速杆、转向盘、地板振动。

4）行驶时变速杆、转向盘、地板振动。

二、原因分析

车辆在行驶过程中出现加速轰鸣噪声的原因有很多。主要包括以下几方面的因素：

1）驱动轴弯曲模态。

2）副车架弯曲模态。

3）排气系统弯曲模态。

4）动力总成弯曲模态。

5）进气噪声。

为了确定加速轰鸣噪声到底是如何产生的，利用实验及仿真分析手段，对上述可能因素逐一排查，以期尽快找到问题产生的根源。如表9.2.1所示为详细的工作计划。

表9.2.1 加速噪声解决方案工作计划

目标（常用车速范围内加速时，消除振动及异响）			
No	项 目	内 容	时间/天
	车况调查		
1	设计及实际状态	• 主减速器总布置方案	2
		• 主减速器总成	
		• 动力总成悬置布置方案	
		• 传动轴布置方案	
		• 其他	
2	主观评价	• 车内噪声	1
		• 车体振动	
		– 转向盘	
		– 地板	
		– 座椅	
		– 变速杆	
3	振动测试	• 乘员周围振动（转向盘、座椅导轨、地板、变速杆）	4
		• 动力总成悬置贡献量测试	
		• 排气吊挂	
		• 主减速器周围振动	
		• 传动轴轴承横梁	
		• 变速器悬置横梁	
		• 纵梁	
	噪声测试	• 乘员耳边位置声压级	1
	CAE 分析		
4	动力总成	• 模态解耦分析及优化	4
		• 悬置传递率	
	主减速器	• 驱动系统模态分析	5
5	设定目标	• 设定最终优化目标值	1
	改进计划		
6	样件试制	• 根据分析结果制作零部件	20



（续）

目标（常用车速范围内加速时，消除振动及异响）			
No	项　目	内　容	时间
7	实车试验	• 悬置刚度调整 • 主减速器上增加动态减振器 • 传动轴横梁加强 • 变速器悬置横梁加强 • 离合器转矩特性调整	4
8	试验测试	• 根据调整完的车型做振动和噪声测试	6
9	结果评价	• 确认改善效果	1
10	总结	• 提交报告书	1
	总计		50

1. 车况调查

表 9.2.2 为车型的详细信息。

表 9.2.2　整车参数信息

基本信息			
上市日期	2010 年	年款	2011
基本性能			
最高车速	150km/h	整备质量	1640kg
驱动方式	后轮驱动	乘员人数	5 人
车身结构			
车身形式	两厢	车身结构	非承载式
外部尺寸			
长×宽×高	4595mm×1828mm×1804mm	轴距	2600mm
前轮距	1500mm	后轮距	1510mm
发动机			
型号	4G20D4	排量	1977mL
最大功率	89kW@5000r/min	最大转矩	176N·m@4400r/min
气缸排列形式	L 型	发动机位置	前置
进气形式	自然吸气	气缸数	4
底盘操控			
变速器形式	手动	前进档数	5
变速杆位置	地排	减振器类型	液压
前悬架类型	螺旋弹簧独立悬架	后悬架类型	螺旋弹簧非独立悬架

该车为前置后驱 SUV，非承载式车身，具有独立的车架结构，车架与车身之间通过 10 点衬套连接。车架结构如图 9.2.1 所示。

驱动系统结构如图 9.2.2 所示。动力总成纵向布置，采用后轮驱动。动力总成的转矩通

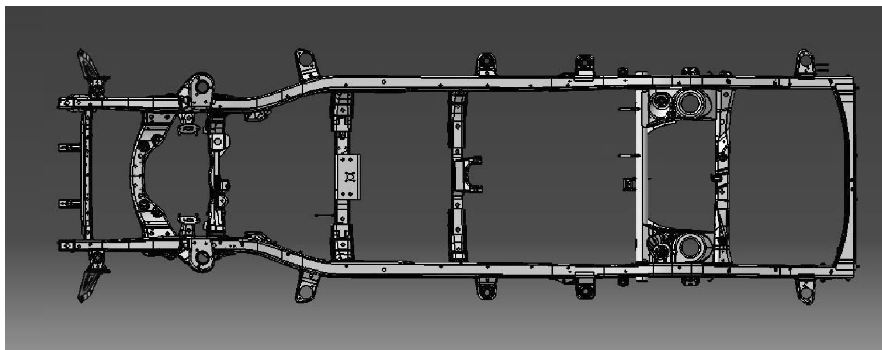


图 9. 2. 1　车架结构示意图

过传动轴传递到后桥，驱动后轮前进。传动轴为两段式，中间通过轴承及支架与车身连接。

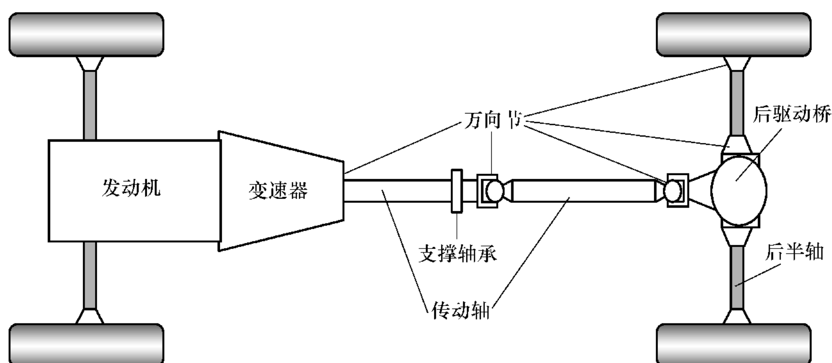


图 9. 2. 2　驱动系统结构示意图

2. 实验测试

通过上述结构介绍，了解到驱动系统结构复杂，车架本身的刚度也较低，因此可能引起加速轰鸣噪声的因素有很多。为了准确定位问题产生的原因，需要对底盘系统进行详细的测试。

测试内容如表 9. 2. 3 所示。

表 9. 2. 3　NVH 测试内容

		振动	噪声
怠速		转向盘（2 点） 驾驶人座椅导轨（2 点） 乘员脚下（3 点） 变速杆（1 点）	驾驶人耳边 中间座椅中央 后座椅中央
WOT	2G	同上，并增加悬置传递率、纵梁、主减速器壳体、传动轴横梁、变速器悬置横梁振动	同上
	3G	同上	同上
	4G	同上	同上
	5G	同上	同上



（续）

	振动	噪声
模态	纵梁、主减速器壳体、传动轴、传动轴横梁，变速器悬置横梁、加载状态下动力总成刚体模态	—
传递率	动力总成三个悬置的振动传递率，排气吊挂的振动传递率	—

3. 测试结果及目标设定

（1）车内噪声

测试是在半消声室的转鼓上进行的。测试工况为五档全加速（5 档 WOT），同时测试驾驶人右耳及后排中央位置的噪声值。发动机转速信号取自发动机控制单元（ECU）。图 9.2.3 为后排中央位置的噪声测试结果。

从测试结果曲线上可以看到，在发动机转速 1500r/min、1800r/min 处存在两个主要的峰值，这与主观评价结果是一致的。

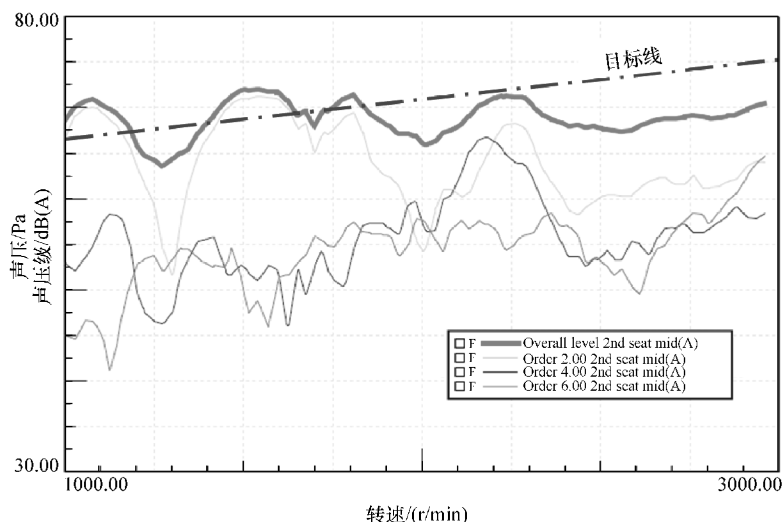


图 9.2.3　后排中央位置加速噪声测试值

（2）目标设定

根据上述测试结果，为了解决加速噪声问题，必须将上图中 1500r/min、1800r/min 处存在的两个主要峰值消除或者降低到可以接受的范围内。图中的虚线为经过讨论后确定下来的目标值曲线。如果能够将这两个峰值控制在目标线以下，那么车内噪声就会达到可接受的水平。从主观评价上就感受不到这两个峰值。

（3）模态测试和仿真分析

1）动力总成刚体模态。表 9.2.4 为动力总成刚体模态测试及仿真结果。其中 RY、UZ 这两阶主要模态对标精度良好。从结果上来看，动力总成有两阶刚体模态（21.4Hz、23.3Hz）偏高，从动力总成悬置系统减振理论上来看，对振动的衰减是不利的。

表 9.2.4　动力总成刚体模态

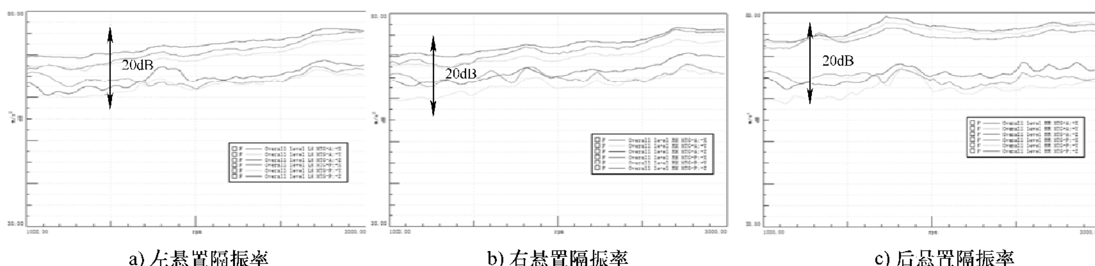
阶次	CAE 分析结果		测试结果	
	频率/Hz	振型	频率/Hz	振型
1	9.0	—		
2	10.5	RX	18.2	RX
3	13.5	RY	13.7	RY
4	14.5	UZ	15.3	UZ
5	21.4	—	21.2	—
6	23.3	—	23.7	—

2）底盘模态。表 9.2.5 为底盘系统的模态。包括纵梁、传动轴、后桥等部件。从对标结果来看，精度在可接受范围内，说明仿真模型具有良好的可靠性，可以在其基础上进行方案优化。

表 9.2.5　底盘模态

阶次	CAE 分析结果		测试结果	
	频率/Hz	振型	频率/Hz	振型
1	40.4	横向弯曲	41	横向弯曲
2	45.2	整体扭转	46	整体扭转
3	55.9	垂向弯曲		
4	57.8	前端垂向弯曲	58	前端垂向弯曲
5	60.2	后桥 windup	62.4	后桥 windup
6	61.0	垂向弯曲	64、65	垂向弯曲
7	64.5	横向弯曲		
8	67.5	横向弯曲 + 后桥 YAW		
9	68.7	横向弯曲 + 后桥 YAW		
10	71.1	横向弯曲		

3）动力总成悬置隔振率。图 9.2.4 为五档全加速工况下动力总成悬置的隔振率测试结果。从结果来看，各悬置的隔振率普遍偏低，低于 20dB 的隔振率要求。



a) 左悬置隔振率　　b) 右悬置隔振率　　c) 后悬置隔振率

图 9.2.4　动力总成悬置隔振率

4. 问题分析

通过以上噪声、模态测试及仿真分析结果，对问题进行分析，可以得到如下几点结论：

1）从车内噪声的测试结果来看，2 阶成分占主要贡献，这说明车内的噪声是与发动机的激励直接相关的。

2）噪声峰值集中在 50～60Hz。

3）50～60Hz 附近的结构模态有：

① 左、右纵梁 *Z* 向弯曲模态（64.3Hz、65.4Hz）。

② 传动轴横梁 *Z* 向弯曲模态（62.9Hz）。

③ 变速器悬置横梁弯曲模态（60Hz）。

④ 后桥 windup 模态（62.4Hz）。

上述这些模态都有可能是引起 1800r/min 噪声峰值的激励源。

4）动力总成的刚体模态值偏高，模态耦合严重，导致悬置的隔振率低（平均 10dB），动力总成传递到车身的激励较大。

三、解决方案

针对以上问题原因的分析，针对风险点进行方案优化。首先通过仿真手段对各方案进行验证。效果较好的方案，提交生产部门试制样件，并装车试验。

1. 动力总成刚体模态优化

动力总成刚体模态分布不合理，导致悬置隔振率低。对动力总成刚体模态进行了优化，主要调整了悬置刚度。优化前后刚度如表 9.2.6 所示，结果如表 9.2.7 所示。

表 9.2.6　优化前后悬置刚度对比

	左/右悬置/(N/mm)		后悬置/(N/mm)	
方向	原状态	优化后	原状态	优化后
Kx	229	550	214	280
Ky	242	130	230	240
Kz	1223	450	273	230

表 9.2.7　动力总成解耦率优化前后对比

频率/Hz	9.0	10.5	13.5	14.5	21.4	23.3	频率/Hz	6.8	9.1	10.4	10.7	15.9	17.4
能量解耦率（%）（原状态）							能量解耦率（%）（新状态）						
Tx		99					Tx		98				
ly	17		60		12		ly			76			
Tz				93			Tz				99		
Rx	45		37				Rx	58		22			
Ry					51	42	Ry					27	70
Rz	38				27	34	Rz	30				49	19

2. 动力减振器

模态测试及仿真分析结果显示底盘存在多阶可疑模态。由于该款车型已经上市销售，无

法对车身结构做大的修改。因此，试制了一批动态减振器，以降低60Hz附近的噪声峰值。详细参数如表9.2.8所示。

表9.2.8　动态减振器参数

m/kg	K/(N/mm)
2.0	303
2.5	379
3.0	455
3.5	531
4.0	606

试制完成的动态减振器如图9.2.5所示。质量由方形铁块提供，刚度由橡胶提供，并用颜色笔标记，以供实验时选用。



图9.2.5　动态减振器

四、实验验证

针对上面提出的改进方案，对试制样件逐一进行装车测试。

1. 新悬置样件

更换新的悬置后，进行主观评价实验。多名实验人员一致认为并没有改善效果。经过对新悬置进行测试，发现新悬置的刚度值与优化值差异较大。

2. 动态减振器

由于底盘系统存在多阶疑似模态，因此将动态减振器安装在底盘不同的位置，并逐一进行主观评价实验。

(1) 安装在后桥上

后桥的模态约为62Hz，将动态减振器用胶粘在后桥壳体上。如图9.2.6所示。安装位置选择在后桥上振幅最大的位置。



图9.2.6　将动态减振器安装在后桥上



动态减振器装好以后，进行主观评价实验。实验结果显示车内噪声没有明显改善。

（2）安装在纵梁上

纵梁也存在 60Hz 附近的模态。将动态减振器安装在纵梁的不同位置，并逐一进行实验验证。通过大量的验证，实验人员一致认为将动态减振器安装在左侧纵梁、B 柱下方附近时效果最好。原来存在的两个噪声峰值，1800r/min 的峰值消失，完全听不到。1500r/min 的峰值仍然存在，但是幅值有明显改善。

为了验证上述主观评价结果，对优化后的状态进行了测试。结果如图 9.2.7 所示。图中的实线为原状态，虚线为优化后的状态。从图中可以看出，测试结果与主观评价结果非常一致。

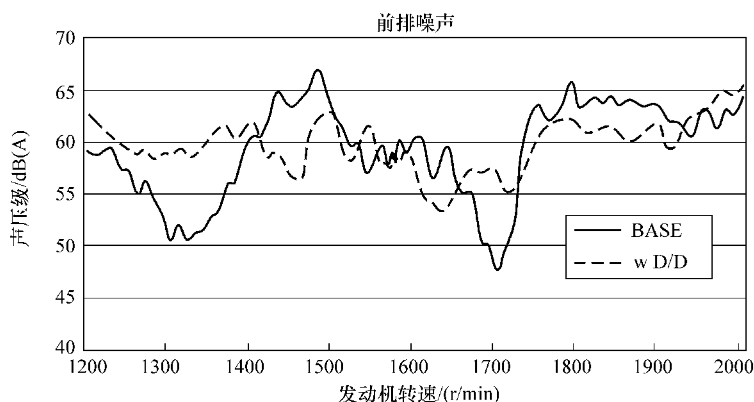


图 9.2.7 改进效果

五、总结

本案例为纵梁模态引起的加速噪声。通过案例可以了解到，非承载式车身、后驱动系统使得底盘结构非常复杂，模态低，而且密度大。非常容易被发动机激励激发起来，引起各种问题。前期结构设计过程中，应该尽可能对可能的风险点进行评估、优化，否则会给后期实验整改带来很大的压力。

第三节 MPV 降噪

某主机厂设计、制造的一款 MPV，在实验过程中出现了轰鸣噪声、地板抖动等多项 NVH 问题。NVH 性能检测部门对这些问题非常关注，这些问题不解决，将严重影响该产品的市场信誉和销售。为了解决这些问题，公司组建了专项小组，对问题进行攻关和研究，以期尽快解决问题。

上述问题中，顾客投诉最集中的是加速轰鸣噪声，出现在常用发动机转速范围内，而且幅值较高，严重影响了乘坐舒适性。因此，本文重点介绍加速轰鸣噪声的解决方法和效果。

一、问题描述

1. 评价项目及评价结果

采用 10 分制对以下各项目进行评价。

（1）怠速噪声

1）车外声。 评分：6分

- 音质较好
- 偶尔能听到“咔嗒咔嗒”类似气门撞击的声音，但未听到其他的辅助机构类的噪声。

2）车内声。 评分：6~5分

- 车内声的音质较好，级别稍稍有点高。电子风扇起动的声音有点大。

（2）行驶噪声

1）整体。 评分：5分

- 噪声的级别上升虽然不是很大，但整体的级别高。遮声性不好。
- 发动机的透过声及轮胎噪声在整个车速范围内都很高。

2）轰鸣声（booming）。 评分：5分

- 低速时回转共振带来的影响已经涉及常用速度领域（4档40km/h以上），车辆加速时强烈的振动诱发了车室内的轰鸣噪声。第二排位置比前排更加严重。
- 轰鸣声在1500r/min附近有一个峰值。
- 另外，以4档、90~100km/h左右行驶时，发生了敲打噪声。这个现象在5档时没有出现，推测为发动机旋转次数成分与传动轴旋转次数成分的差拍振动所造成的（差拍振动（beat），当频率非常接近的两个声波耦合在一起时所发生的振幅周期性的变动的振动）。
- 初步推定动力总成的弯曲共振发生在4800r/min（160Hz）附近，进而发生了轰鸣声。

3）发动机声。 评分：6分

- 伴随着转速上升或负荷上升音质的变化很少。高负荷时的咔啦咔啦声很小。但是，由于整体的噪声级别高，有些异声很难听到。

4）驱动系声。 评分：4分

- 变速器齿轮声的级别很大。不但1档、2档时大，经常使用的3档，在1700r/min附近时也出现了峰值，几乎整个范围内都能听到。
- 后差速器噪声不是很突出。但是在80km/h附近时，由于差拍振动所产生的噪声很令人担心。
- 没有听到咔嗒声、刺耳声、怠速嗒嗒声等驱动系异声。

5）路面噪声。 评分：6分

- 光滑路上行驶时的噪声和粗糙路上行驶时的噪声相差不大，因此认为路面噪声占车内噪声的比例很小。但是，该车的整体噪声级别得到优化时，需要对路面噪声再次评价。
- 周期性的轮胎噪声很小，但是与路面的摩擦而引起的高频噪声很大，以透过声的形式在低速时很明显，造成车内噪声很高。
- 越过路面上的突起等障碍物时而引起的噪声很大，由于振动所引起的内饰品异声也很明显。

6）风摩擦声。 评分：7分

- 由于车速只是在100km/h以下，所以无法评价。

（3）怠速振动 评分：7分

- 前排、中排较好，后排地板的振动稍稍有些高。转向盘的振动较好。
- 另外，未发生由于发动机的不规则燃烧而造成的振动（但是，只有一次发生了类似



控制系统引起的发动机转速摇摆）。

（4）行驶时振动

1）动力总成振动。 评分：7 分

- 推测为动力总成的弯曲共振的峰值在 4800r/min（160Hz）附近发生，增大了地板的振动。但是，该共振频率为普通值，共振的峰值级别也在可以接受的范围内。

2）弯绕振动（windup）。 评分：4 分

- 共振频率在 30Hz 附近（900r/min），共振现象显著，其影响已经涉及常用速度范围（如 4 档 40km/h），车辆行驶时的感受进一步恶化。

3）其他车体振动。 评分：5 分

- 100km/h 以上时发生前轮摆振。
- 减速的整个过程中，在前座椅处可以感觉到地板振动，4 档 50km/h 以下时有前后方向的共振。
- 后座椅整体振动级别高，特别是 90km/h 以上时，上下、左右方向的地板振动显著。

2. 结果汇总

1）该车未达到实用水平。今后需要改进的项目：

- 弯绕共振（windup）。
- 变速器齿轮声。
- 车内音。
- 行驶时地板振动。

2）不完善而需要改进的地方：

- 后差速器噪声（80km/h 附近）。
- 敲击而引起的车内轰鸣声（4 档、90 ~ 100km/h 附近）。
- 前轮摇摆（100km/h 附近）。

二、原因分析

该款车型存在多项不合格点，其中尤其以加速时的轰鸣噪声最为严重。

车辆在行驶过程中出现加速轰鸣噪声的原因有很多。主要包括以下几方面的因素：

- 驱动轴弯曲模态。
- 副车架弯曲模态。
- 排气系统弯曲模态。
- 动力总成弯曲模态。
- 进气噪声。

1. 工作计划

为了确定加速轰鸣噪声到底是如何产生的，利用实验及仿真分析手段，对上述可能因素逐一排查，以期尽快找到问题产生的根源。如表 9.3.1 所示为详细的工作计划。

2. 车况调查

- 试验车：3 排 7 座 MPV。
- 车身参数：4790mm（L）×1800mm（W）×1980mm（H）。
- 发动机：4RB2[2.438L,L4 16V,102kW/4600(r/min),217N·m/2600(r/min)]。

表 9.3.1　车内噪声改善工作计划

No	项　目	内　容	第一次	第二次	第三次	第四次
1	现状调查					
	(1) 设计确认	●主减速器周围布置				
		●主减速器悬置图样&刚度				
		●主减速器周围部件图样				
		●主减速器周围部件重量				
		●其他				
	(2) 振动测量	●乘员周围振动				
		（前排与后排地板振动）				
		●与主观评价对应、设定目标值				
		●主减速器周围振动				
		（主减速器变速器-主减速器侧、车体侧）				
		（主减本体振动模态）				
		●其他				
2	改良计划					
	(1) CAE分析	●P/P模态解耦分析及优化				
		●驱动系统模态分析				
	(2) 实车试验	●Mt.刚度变更				
		●主减速器追加质量				
	(3) 设计分析	●改良方案				
		（同时考虑更改件强度&耐久性）				
	(4) 结果评价	●改善效果				
3	总结	●提交报告书				

- 变速器：5 速 MT（4.313/2.33/1.436/1/0.838）。
- 传动轴：两段式，中间通过轴承与车身连接。
- 主减速器：后轮驱动，通过 3 点悬置与车身连接。
- 悬架：前悬为带扭转杆独立悬架，后悬为螺旋弹簧独立悬架。

3. 实验测试

（1）车内噪声

图 9.3.1 为车内加速噪声测试结果（C2 成分）。共测试了 3 档和 4 档两个工况，由于 2 档加速时车内噪声主观评价良好，因此未做测试。测试结果显示，当发动机转速为 1500 ~ 1600r/min 时，车内具有噪声峰值，4 档比 3 档更为严重。这一点与主观评价结果非常一致。

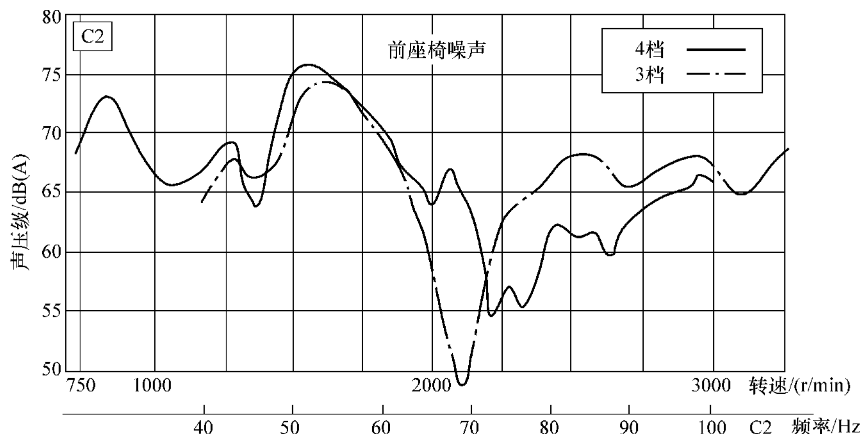


图 9.3.1　前排噪声



图 9. 3. 2 为第二排座椅中央位置声压级测试结果（C2 成分）。第二排座椅噪声比前排更加严重，最高峰值超过 80dB（A）。

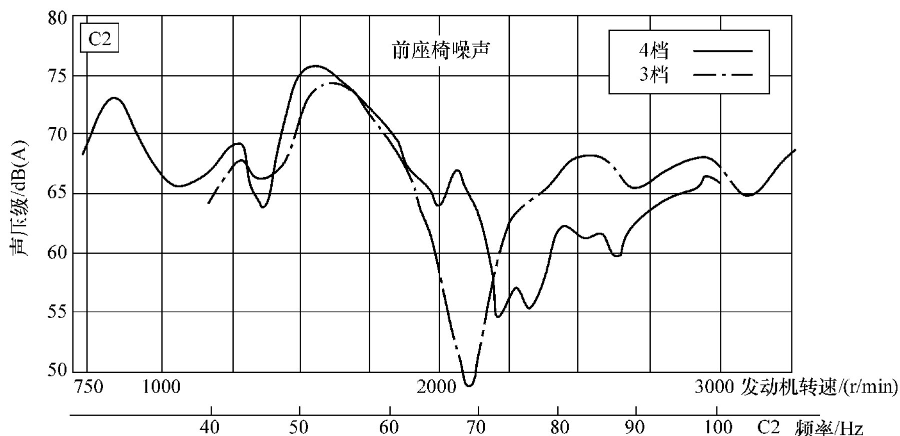


图 9. 3. 2　第二排噪声

（2）底盘振动特性

为了查找引起车内加速轰鸣噪声的原因，对车身及底盘进行了振动特性测试。根据主观评价结果，首先对可能性最大的驱动系统进行了测试。测试结果显示，主减速器振动特性与车内噪声具有很高的相关性。如图 9. 3. 3 所示为 4 档全加速工况时主减速器前端的振动加速度测试结果。

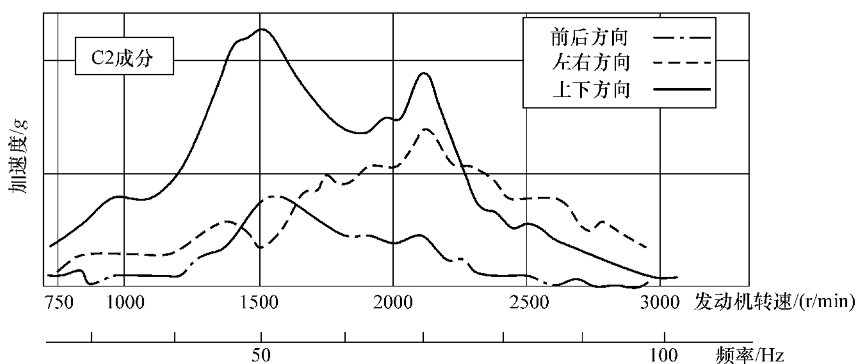


图 9. 3. 3　主减速器前端振动加速度

图 9. 3. 4 是根据主减速器上各部位的振动推测出的主减速器模态振型。从图中的结果可以了解到，主减速器存在多阶模态，如上下跳动模态（Bouncing mode）、俯仰模态（Pitching mode）、弯绕模态（windup mode）等。其中的俯仰模态、弯绕模态与车内噪声峰值频率点一致。

（3）仿真分析

基上以上实验测试及分析，利用 CAE 仿真手段对上述结果进行了验证。通过调整主减速器悬置的动刚度，验证主减速器安装部位车身侧的振动改善效果。图 9. 3. 5 ~ 图 9. 3. 7 为

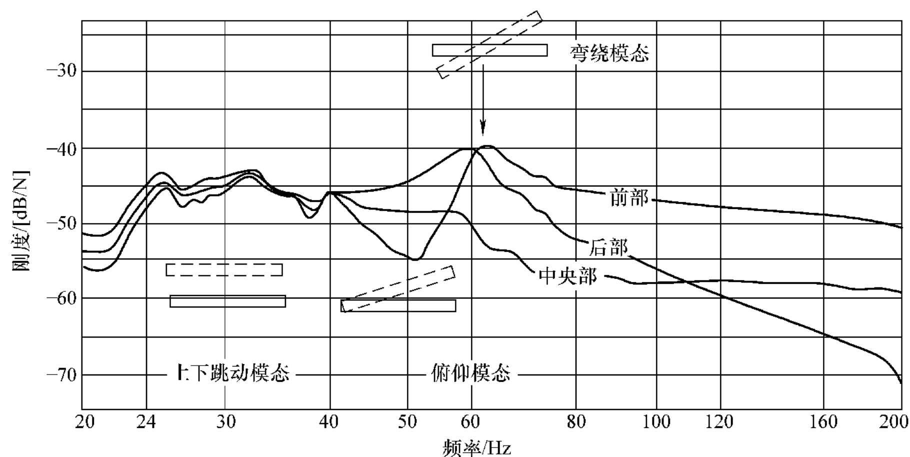


图 9. 3. 4　主减速器模态

改变主减速器前悬置、右后悬置、左后悬置动刚度后，车身侧的振动变化情况。

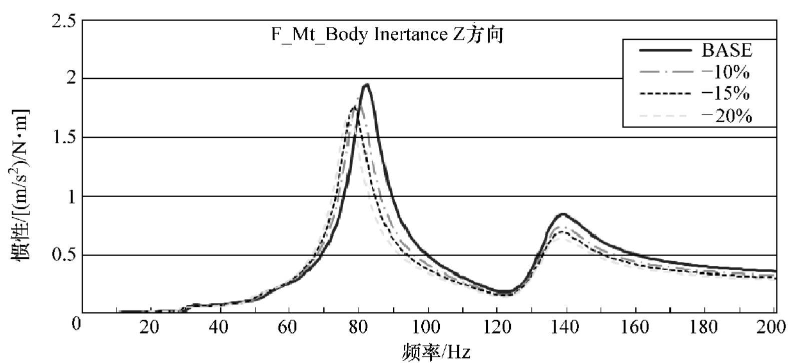


图 9. 3. 5　主减速器前悬置动刚度的影响

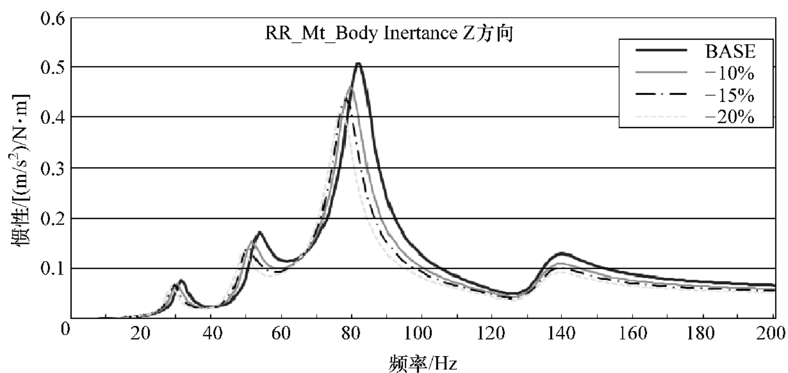


图 9. 3. 6　主减速器右后悬置动刚度的影响



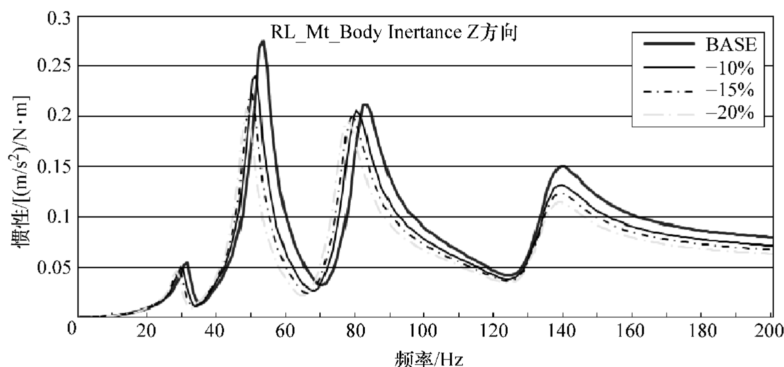


图 9. 3. 7 主减速器左后悬置动刚度的影响

通过上述分析可以了解到，增加主减速器悬置的动刚度，有利于车身振动的改善。

4. 目标设定

基于以上主观评价及客观测试结果，以第二排座椅位置噪声为例，设定车内噪声目标值，如图 9. 3. 8 所示。力争将第二排噪声控制在 72dB（A）以内，将第二排座椅位置噪声控制在 70dB（A）以内。

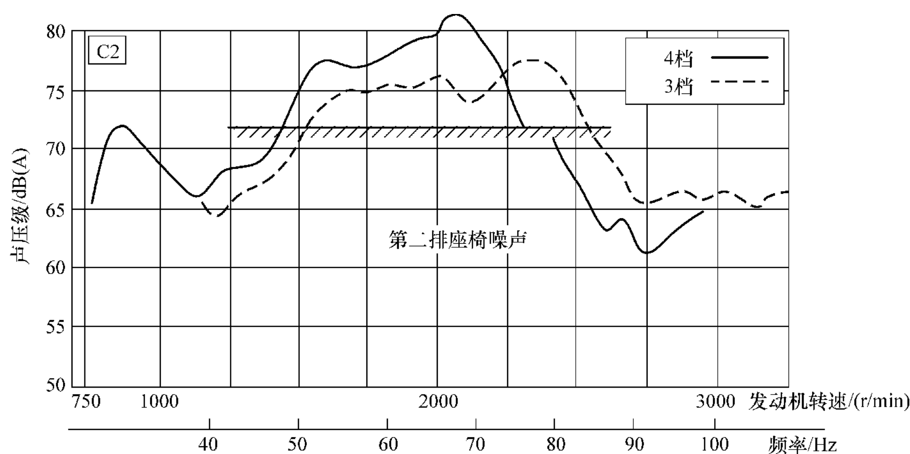


图 9. 3. 8 车内噪声目标值设定

5. 问题分析

弯绕振动的激励源来自于发动机转矩变动。发动机转矩变动通过悬置系统向车身和驱动系统传递，经过传动轴过来的转矩，在主减速器内部通过锥形齿轮后改变 90°，变成以后轴、后桥为中心轴的转矩。在这个转矩的作用下，主减速器的弯绕模态被激发起来，并通过主减速器悬置向车身传递，引起车身的振动及车内噪声。转矩的传递路径如图 9. 3. 9 所示。

基于以上分析可以了解到，激励源为发动机转矩变动，传递路径为主减速器悬置，最终的接受体为车身。激励在传递过程中受到主减速器弯绕模态的影响而被放大。因此，为了解决问题，应该从以上几个方面入手。

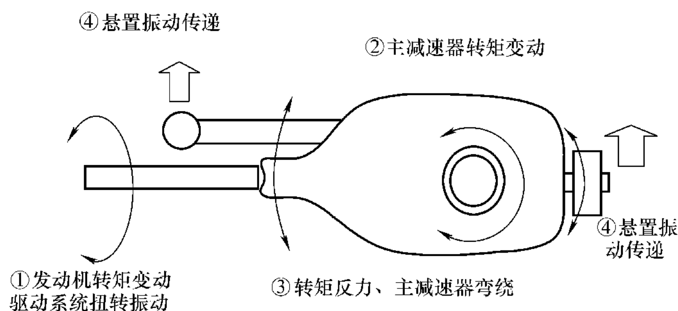


图 9. 3. 9　问题发生原因分析

三、解决方案

通过以上分析，了解到解决问题的主要思路。即：

1）降低激励源。

2）改善传递路径。

3）提高车身刚度。

1. 降低激励源

发动机转矩通过离合器、变速器向传动轴传递。发动机本身转矩变更困难，而且周期长、成本高。因此，不建议对发动机本体做改动。而离合器的转矩特性对发动机转矩的传递具有很大的影响。适当调整离合器的转矩特性曲线，可以保证发动机转矩波动减小，使转矩输出更加平稳。

本案例中，对离合器转矩特性曲线提出了变更。如图 9. 3. 10 所示为离合器转矩特性曲线。为了保证发动机转矩输出的平稳性，将原刚度曲线做了调整（新品）。

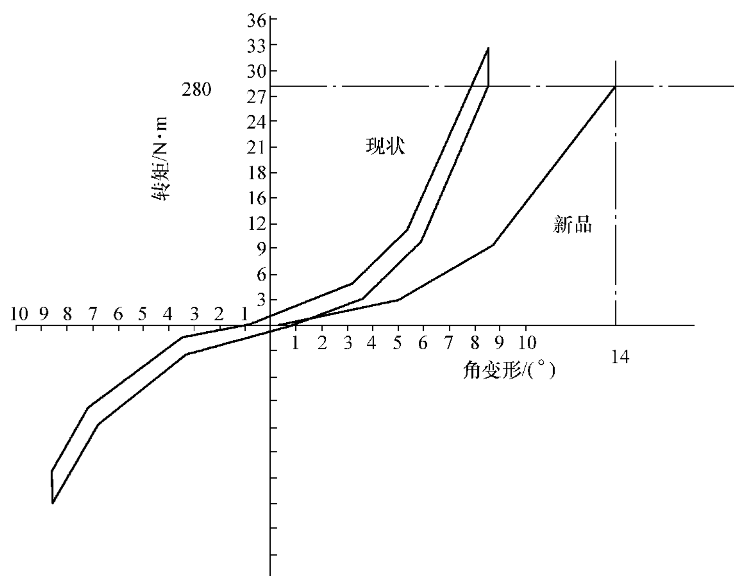


图 9. 3. 10　离合器转矩特性



2. 增加主减速器悬置刚度

通过 CAE 仿真方法，确定增加主减速器悬置刚度有利于改善车身的振动。因此，向悬置供应商提出了新的主减速器悬置试制需求，增加三个主减速器悬置的动刚度。

四、实验验证

基于以上两条改进措施，拿到供应商提供的新离合器和新主减速器悬置后，进行了装车试验。首先进行主观评价实验。参与实验人员一致认为车内噪声得到了大幅改善，同原状态相比，车内噪声明显降低，达到可接受水平。

图 9. 3. 11 为车内噪声测试结果。测试工况为 4 档全加速，图中的实线为原状态，虚线为采取改进措施后的状态。从结果曲线中可以了解到，车内噪声得到了有效的改进，前排座椅、第二排座椅噪声值均达到了预定目标线以下。

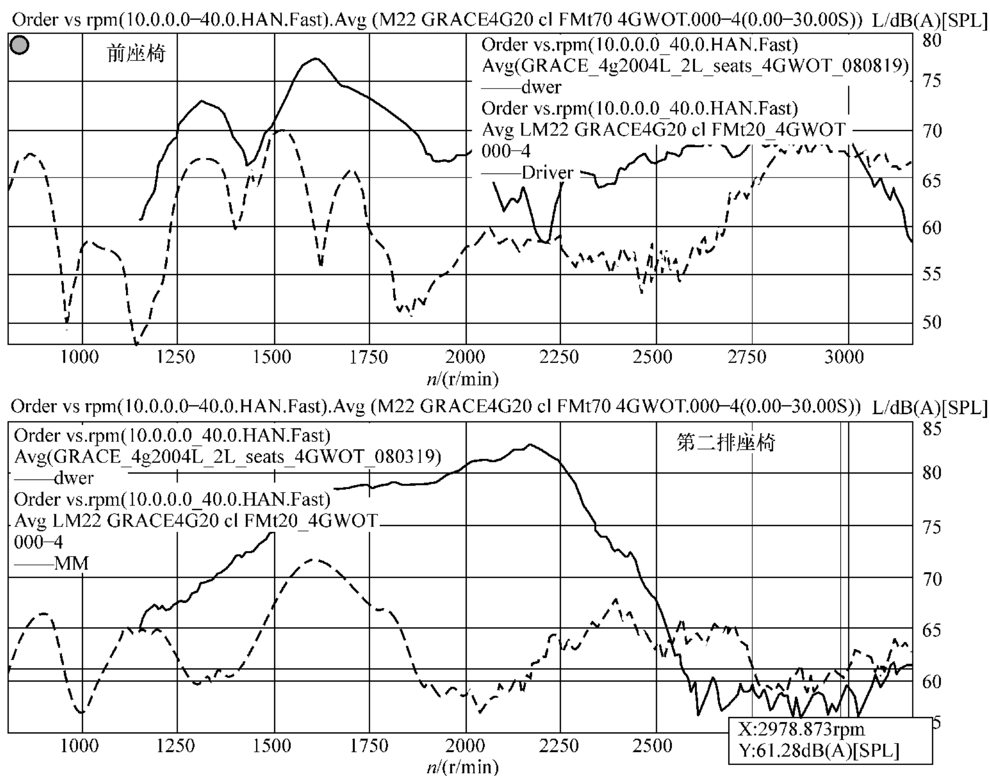


图 9. 3. 11 车内噪声（C2 成分）

图 9. 3. 12 为采取优化措施后，主减速器部位的振动变化情况。在 1500r/min 附近，主减速器安装部位的振动幅值显著降低。但是振动峰值转移到 2200r/min 附近，有可能出现新的问题，这一点需要在实验过程中重点关注。

五、总结

以离合器的扭转特性变更为基础，调整主减速器悬置弹性刚度。结果主减速器振动、主减速器安装部位的车身侧振动及车内前排座位噪声、第二排座位噪声都大幅改善，达到目标值。

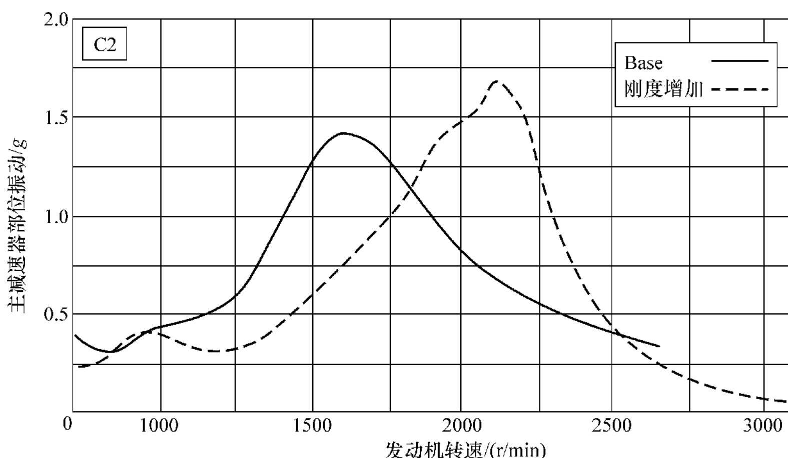


图 9.3.12　主减速器部位振动

行驶主观试验中，在原来的基础上有 2 分的提高，最终评价为 6.5 分。

由于离合器的扭转特性变更，对耐久性等其他方面的影响是否存在，希望加以实验验证。

第四节　微型车降噪

某主机厂设计、制造的一款微型车，在实验过程中出现了轰鸣噪声、地板抖动等多项 NVH 问题。NVH 性能检测部门对这些问题非常关注，这些问题不解决，将严重影响该产品如期上市。为了解决这些问题，公司组建了专项小组，对问题进行攻关和研究，以期尽快解决问题。

上述问题中，最为严重的是加速轰鸣噪声，出现在常用发动机转速范围内，而且幅值较高，严重影响了乘坐舒适性。因此，本节重点介绍加速轰鸣噪声的解决方法和效果。

一、问题描述

在样车实验过程中，评价工程师提出了如下 NVH 方面的感受：

1）车辆行驶在 5 档 110km/h，或发动机在 3600r/min 工况时，车内轰鸣声到达难以忍受的地步。个人认为如果长时间在该环境下，会造成人体听力损伤。

2）车速在 5 档 110km/h 工况下，转向盘抖动严重，表现为旋转方向上的摆振。

3）车速在 5 档 80km/h 以下，车内声音勉强可以接受。

4）在车内轰鸣声严重的情况下，依然能感受到风噪存在。担心随着装车状况的改善，车内轰鸣声降低后，风噪问题突出。

基于以上实验工程师的描述，组织人员对该车进行了主观评价实验。

1. 评价项目及评价结果

采用 10 分制对各个项目进行评价。

（1）怠速噪声　　评分：6 分

- 车内声的级别正常，音质不好，有明显的“嗒嗒……”进气声。



（2）怠速振动　评分：7 分

- 怠速时地板、座椅、变速杆、转向盘未有明显的振动。

（3）行驶噪声

1）全体。　评分：5 分

- 噪声整体的级别高，遮声性不好。

2）轰鸣声（booming）。　评分：5 分

- 在发动机转速 2700r/min、3600r/min 附近，有轰鸣噪声。

3）发动机。　评分：5 分

- 2 档、3 档、4 档全负荷时，发动机噪声较高，车身遮声性不好。
- 由于整体的噪声级别高，有些异声很难听到。

4）后桥。　评分：5 分

- 后传动桥有异声。

（4）行驶时振动

1）转向盘振动。　评分：6 分

- 车辆在加速过程中，转向盘略有振动。

2）地板振动。　评分：6 分

- 车辆在加速过程中，地板有振动，幅度不大。

3）座椅振动。　评分：　6 分

- 车辆行驶时，地板略有振动，幅度不大。

2. 结果汇总

该车未达到实用水平，以下为需要改进的项目：

1）加速轰鸣噪声。

2）进气噪声。

3）转向盘摆振。

4）发动机舱密封性。

由于车身密封性不好，发动机噪声高。待车身密封经过有效处理后，发动机噪声降低，可能会暴露其他噪声问题。

二、原因分析

该款车型存在多项不合格点，其中尤其以加速时的轰鸣噪声最为严重。

车辆在行驶过程中出现加速轰鸣噪声的原因有很多。主要包括以下几方面的因素：

1）驱动轴弯曲模态。

2）副车架弯曲模态。

3）排气系统弯曲模态。

4）动力总成弯曲模态。

5）进气噪声。

1. 工作计划

为了确定加速轰鸣噪声到底是如何产生的，利用实验及仿真分析手段，对上述可能因素逐一排查，以期尽快找到问题产生的根源。如表 9. 4. 1 所示为详细的工作计划。

表 9.4.1　车内噪声改善工作计划

样车	顺序	样车状态	工况			试验内容
1 号车	1	原设计状态	定置加速		1000～4000r/min	1）前排座椅中央噪声 2）中间座椅中央噪声 3）进气口噪声
	2	单装进气管谐振腔				
	3	单装波纹管谐振腔				
	4	装进气管谐振腔＋波纹管谐振腔				
	5	装进气管谐振腔＋波纹管谐振腔	行驶加速	2 档	1000～4000r/min	1）前排座椅中央噪声 2）中间座椅中央噪声 3）进气口噪声
				3 档		
	6	原设计状态		4 档		
				5 档		
2 号车	7	原设计状态	定置加速		1000～4000r/min	1）前排座椅中央噪声 2）中间座椅中央噪声 3）进气口噪声
	8	原设计状态	行驶加速	2 档	1000～4000r/min	1）前排座椅中央噪声 2）中间座椅中央噪声 3）进气口噪声
				3 档		
				4 档		
				5 档		
3 号车	9	原设计状态（新空气滤清器）	定置加速		1000～4000r/min	1）前排座椅中央噪声 2）中间座椅中央噪声 3）进气口噪声
	10	原设计状态（新空气滤清器）	行驶加速	2 档	1000～4000r/min	1）前排座椅中央噪声 2）中间座椅中央噪声 3）进气口噪声
				3 档		
				4 档		
				5 档		
1 号车	11	整车状态测量（一台）	空气滤清器总成含滤芯			空气滤清器模态
	12	整车状态测量（一台）	左悬置总成			悬置模态
	13	整车状态测量（一台）	右悬置总成			悬置模态
	14	整车状态测量（一台）	后悬置总成			悬置模态
	15	整车状态测量（一台）	左悬置支架总成			悬置支架模态
	16	整车状态测量（一台）	右悬置支架总成			悬置支架模态
	17	整车状态测量（一台）	后悬置支架总成			悬置支架模态
	18	整车状态测量（一台）	排气系统总成			排气系统模态

2. 车况调查

1）试验车：3 列、7 座微型轿车（面包车）。

2）车身参数：4790mm（L）×1800mm（W）×1980mm（H）。

3）发动机：1.1L，四缸直列汽油发动机，中置。

4）变速器：5 速 MT（4.313/2.33/1.436/1/0.838）。



5）传动轴：两段式，中间通过轴承与车身连接。

6）主减速器：后轮驱动，通过 3 点悬置与车身连接。

7）悬架：前悬架为螺旋弹簧独立悬架，后悬架为板簧式悬架

3. 实验测试

（1）车内噪声

针对车内噪声主观评价结果，进行了如下测试：

1）车辆定置、空档缓加速噪声测试。

2）车辆定置、空档发动机定速运转噪声测试。

3）测试位置：驾驶人右耳、进气管口、排气管口。

图 9. 4. 1 为车内加速噪声测试结果。

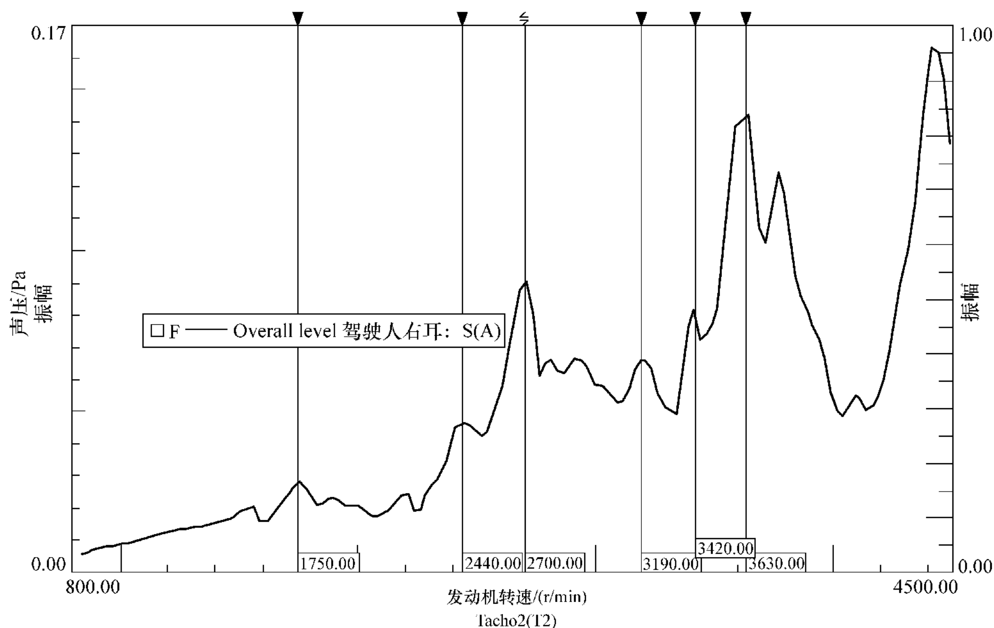


图 9. 4. 1　驾驶人右耳位置噪声

从测试曲线上可以了解到，噪声峰值主要出现在 2700r/min、3600r/min 两处。

（2）车身振动特性

为了查找引起车内加速轰鸣噪声的原因，对车身及底盘进行了振动特性测试。根据主观评价结果，首先对可能性最大的悬置系统进行了测试。测试结果显示，右悬置支架振动特性与车内噪声具有很高的相关性。如图 9. 4. 2 所示为动力总成右悬置车身侧支架动刚度测试结果。

从测试结果中可以了解到，动力总成右悬置支架在 118Hz 和 127Hz 处存在峰值，其位置与车内加速噪声一致。因此，初步推断右悬置支架共振引起了车内轰鸣噪声。

（3）仿真分析

基于以上实验测试及分析，利用 CAE 仿真手段对上述结果进行了验证。图 9. 4. 3a 为右悬置支架模态，在 117. 6Hz 和 128. 6Hz 两处出现模态，图 9. 4. 3b 为右悬置支架动刚度计算结果，



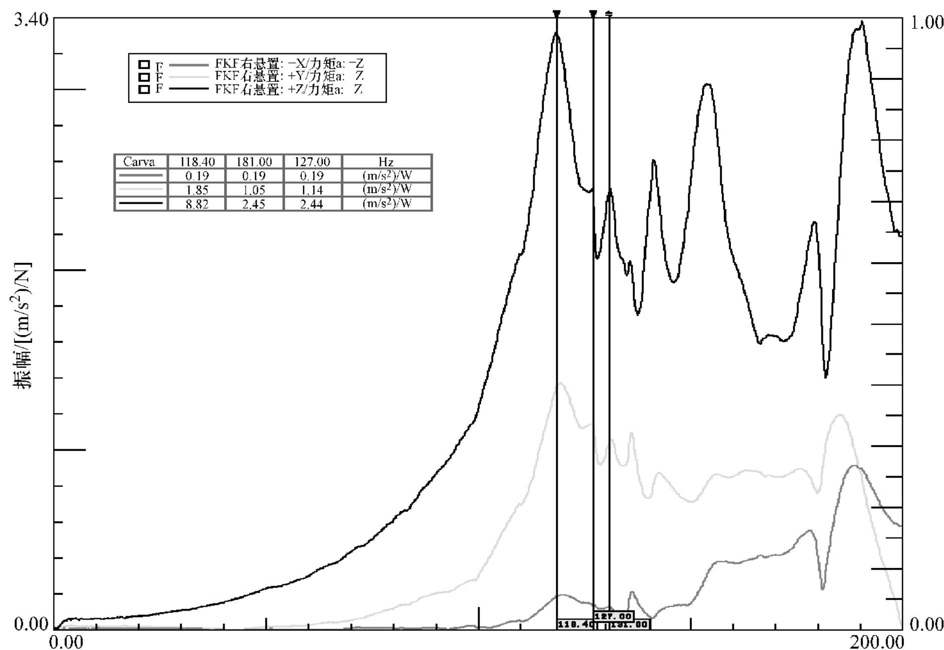
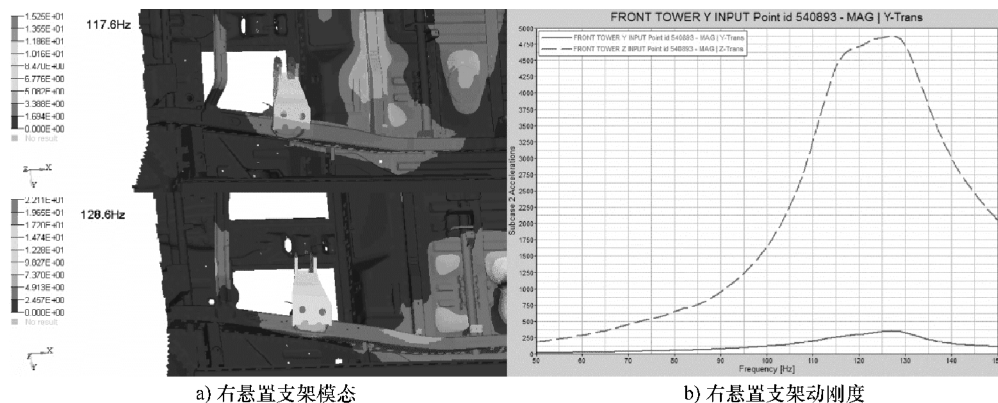


图 9. 4. 2　主减速器前端振动加速度

与两阶模态对应位置出现两个峰值。这两阶模态和动刚度峰值与测试结果非常一致。



a) 右悬置支架模态　　　　b) 右悬置支架动刚度

图 9. 4. 3　主减速器前悬置动刚度的影响

4. 目标设定

基于以上主观评价及客观测试结果，以驾驶人位置噪声为例，设定车内噪声目标值。力争将车内噪声控制在 70dB（A）以内，如图 9. 4. 4 所示。

5. 问题分析

车内噪声在原地加速时出现，因此，可以判断其激励主要来自于发动机。图 9. 4. 5 所示为发动机激励向车身传递、引起车内噪声的主要传递路径。通过上述实验测试数据分析和仿真分析得知，动力总成右悬置为主要传递路径。

仿真结果显示，右悬置支架本身刚度没有问题，主要的薄弱点是右纵梁。由于右纵梁在 120Hz 附近有振动模态，将发动机激励放大，传递到车身，引起车身振动和车内噪声。



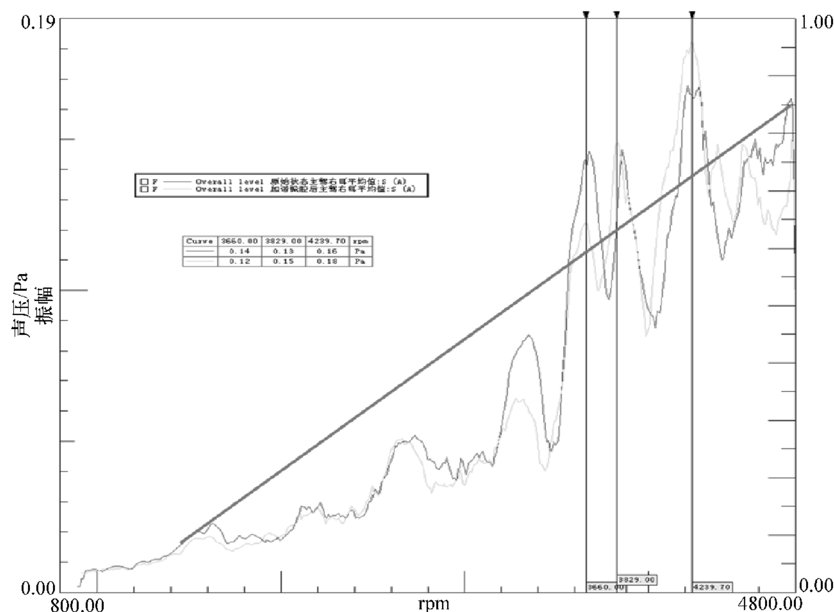


图 9. 4. 4　车内噪声目标值设定

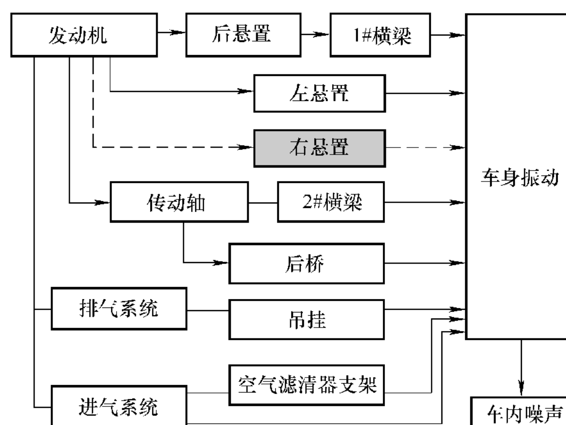


图 9. 4. 5　车内噪声主要传递路径

三、解决方案

通过以上分析，了解到解决问题的主要思路。即

1）降低激励源。

2）改善传递路径。

3）提高车身刚度。

本案例中，主要通过改善传递路径的方法来解决问题。

改善传递路径

发动机转矩通过离合器、变速器向传动轴传递。发动机本身转矩变更困难，而且周期

长、成本高。因此，不建议对发动机本体做改动。

本案例中，对传递路径中的薄弱点，即右纵梁进行了加强，以提高纵梁刚度，增加右纵梁及右悬置支架对发动机激励的衰减。

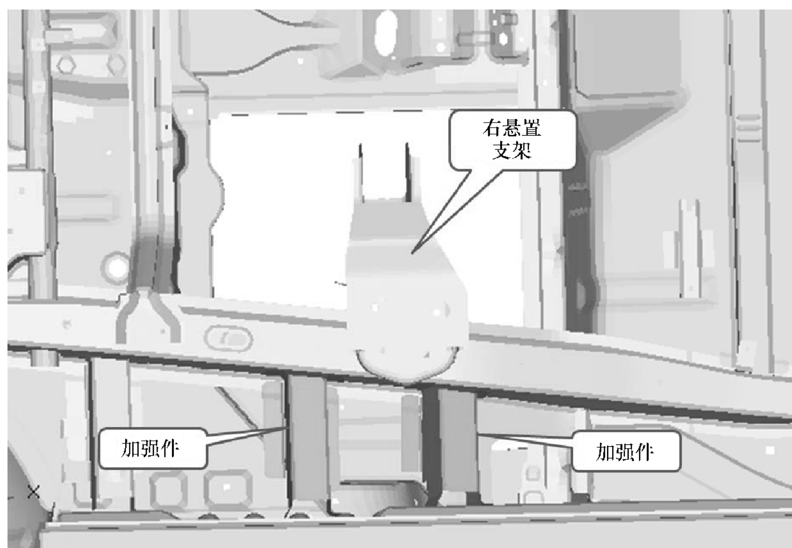


图 9.4.6　右纵梁加强方案

右纵梁加强后，右悬置安装点动刚度有明显改善，图 9.4.7 所示为改进效果对比。左图为 Y 向动刚度结果，右图为 Z 向动刚度结果。从结果中可以看出，Y 向和 Z 向动刚度都有了明显的改善。

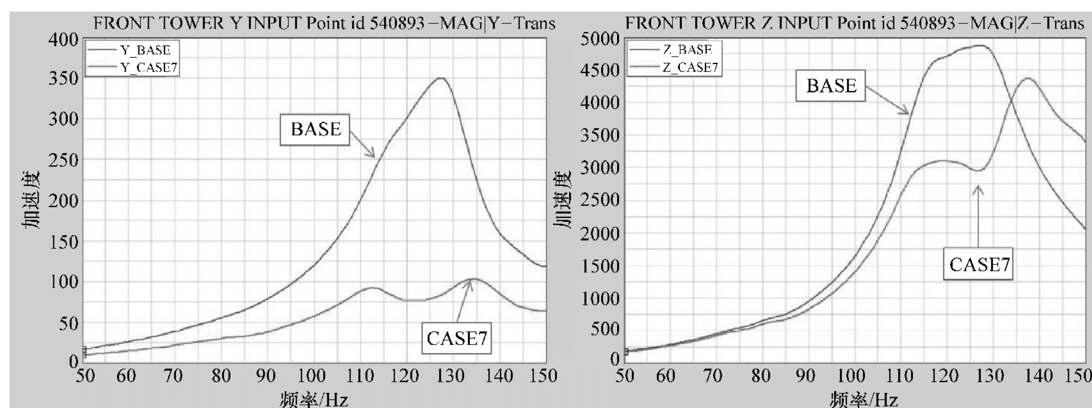


图 9.4.7　右纵梁加强效果

四、实验验证

基于以上改进措施，试制了两个样件，进行了装车试验。首先进行主观评价实验。参与实验人员一致认为车内噪声得到了大幅改善，同原状态相比，车内噪声明显降低，达到可接受水平。

图 9.4.8 为采取加强方案后，右悬置原点动刚度测试结果对比。从结果中可以看出，采取加强方案后，右悬置原点动刚度有了明显的改善。



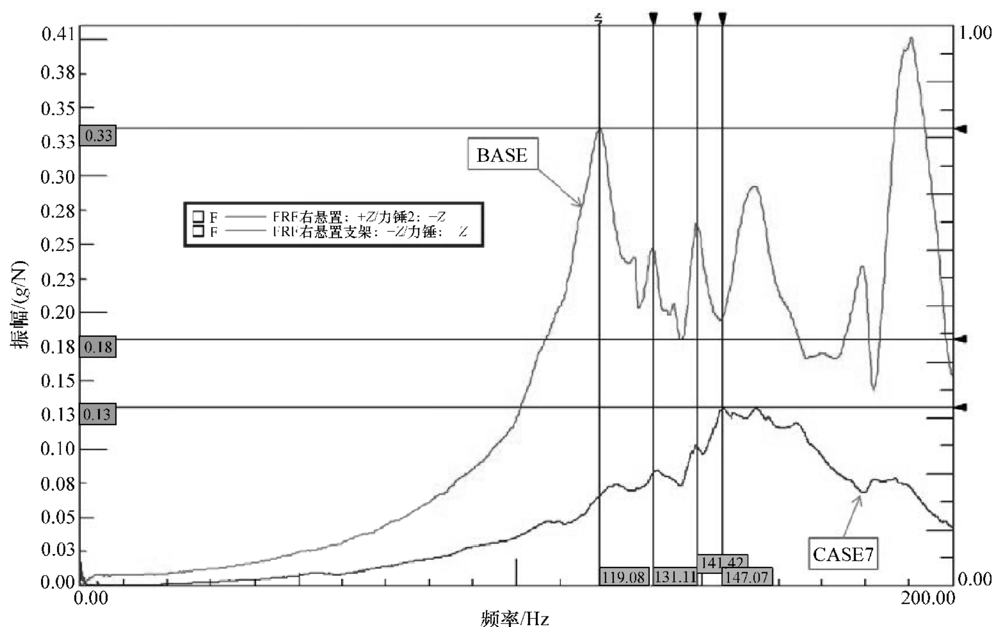


图 9.4.8　右悬置原点动刚度改进效果对比

图 9.4.9 为车内噪声测试结果。测试工况为空档全负荷。从结果曲线中可以了解到，车内噪声得到了有效的改进。原状态的噪声峰值基本消失。

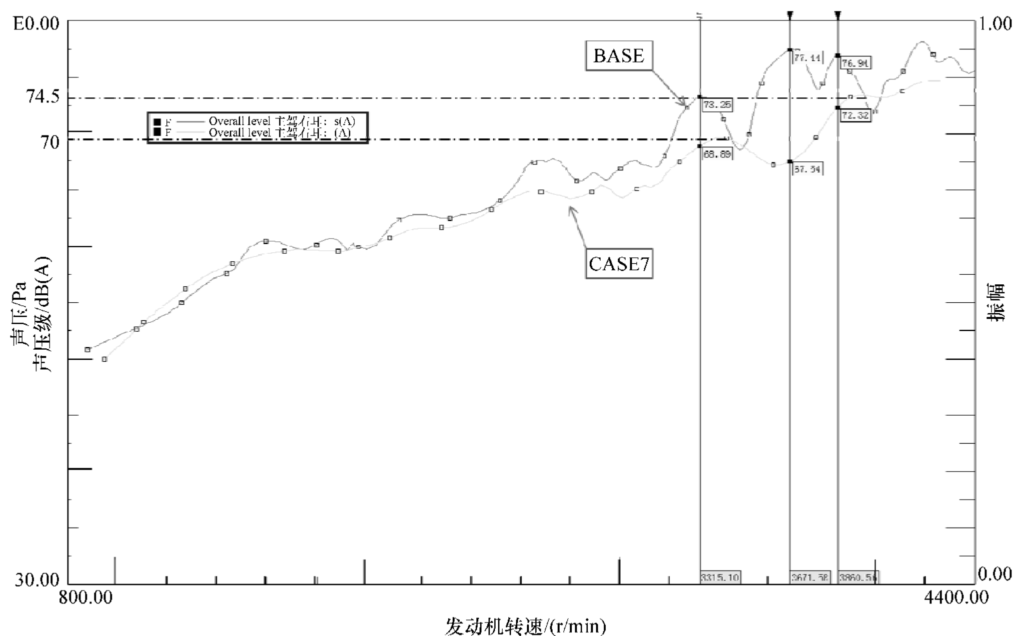


图 9.4.9　车内噪声测试结果对比

五、总结

悬置是动力总成激励向车身传递的主要路径。为了保证动力总成激励传递到车身的激励

控制在一定的幅值以下，要求悬置具有良好的振动衰减性能。而悬置的刚度，包括悬置支架的刚度，以及悬置安装点的局部刚度，对悬置的激励衰减效果具有很大的影响。

本案例中，正是由于悬置安装部位，即右纵梁的刚度不足，造成悬置的振动衰减能力下降，使得发动机激励未经过有效的衰减而传递到了车身，引起了车内噪声。实验测试结果及仿真分析结果都证明了这一点。根据问题产生的原因，制定了解决方案，实验结果验证了改进方案的有效性。

CAE 仿真技术在本案例中发挥了重要的作用。首先，通过仿真分析找到了问题的根源。其次，通过采用 CAE 仿真手段，从众多的改进方案中确定了最有效的方案，为解决问题指明了方向，避免了试制样件的盲目性，节省了大量的时间和实验经费。

从另外一个角度来看，本案例中的问题完全可以在设计阶段暴露出来，并可以在设计前期给予解决。而不是在样车已经制造出来后才发现问题，给产品的开发进程带来不必要的影响。

第五节　制 动 抖 动

一、制动抖动概述

近年来，乘用车的低振动噪声性能成为汽车乘坐舒适性的重要因素，越来越受到重视。作为汽车振动问题中的一个重要项，制动抖动严重影响整车的舒适性。

踩下制动踏板时，发生车身抖动，严重时制动踏板前后蹿动，几乎要损伤脚趾，这种现象称为制动抖动（Brake Judder）。

制动抖动产生的主要原因是制动盘的厚度不均（虽然仅仅相差数十微米）。制动盘与制动片之间的间隙时大时小，发生较大的制动力，这个力经过悬架系统传递到车身，或者通过制动管传递到制动踏板，如图 9. 5. 1 所示。对于制动鼓结构，制动鼓的表面不平、安装不到位，或者安装力矩过大等，都会使制动鼓变形。而对于制动盘结构，通常会因为制动盘表面生锈、偏磨、局部高温造成的热膨胀不均等，使制动盘厚度不均，车辆制动时因不当的摩擦而造成过大的力矩变动，进而引起车身的抖动。

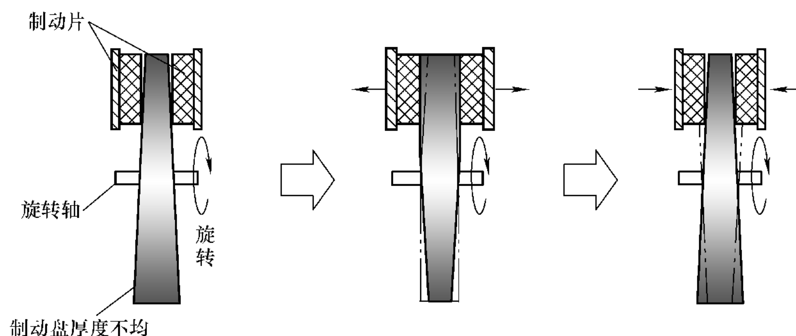


图 9. 5. 1　制动抖动发生原理示意图

制动盘热变形是产生制动抖动现象的重要因素之一。关于制动盘受热变形，有研究文献指出，通过制动盘的形状优化来降低热变形，从而可以控制制动抖动问题的发生。最具代表性的优化形状为内檐式（Inner_ Hat）的形状。该形状对解决热变形而引起的制动抖动问题

非常有效，因此，应用案例也非常多。

因制动盘热变形而引起的制动抖动可以分为两类。一类是制动过程中，因过高的温度而使得制动系统零部件产生一时的性能衰退，这种现象称为热制动抖动（Thermal Judder）。另外一种是随着车辆使用时间的不断增加，制动系统零部件性能衰退，特别是散热能力减弱，在使用过程中，很容易出现制动盘温度过高，从而更加容易出现制动抖动，这种现象称为时效老化抖动（冷制动抖动，Cold Judder）。

以前所发表的研究文献中介绍的制动抖动控制，仅限于热制动抖动。而在市场上发生频率更高的则是时效老化抖动（冷制动抖动）。关于时效老化抖动方面的研究文献则很少。

本案例中，首先根据实验方法对制动盘摩擦面的变动进行测试，对时效老化（性能衰退）而引起的制动抖动的发生过程，以及制动盘热变形的影响进行调查。其次，从制定解决性能衰退而引起的制动抖动问题对策的立场出发，明确制动盘的热变形特性指标，为了满足这一目标要求，对制动盘的形状进行研究。最后，通过台架实验，展示新开发的改进品的实用效果进行验证。

另外，本案例中提及的制动抖动，最直接的原因是制动盘的厚度变化（Disc Thickness Variation，以下称为 DTV）。而引起制动盘厚度变化的原因则包括热变形（制动盘内部温度分布不均）和摩擦变形（制动盘偏磨）。前者即热制动抖动，后者为冷制动抖动。

二、制动盘热变形的测试

为了调查制动盘热变形对制动抖动的影响，对原有的制动盘（Semi Inner_Hat 形状）在制动及空转时摩擦面的位移进行了测试。测试时采用的是非接触式，图 9. 5. 2 中的 a ~ d 为测试点位置。规定指向车身外侧为正。

时效老化抖动实验中，与市场上普通的行驶工况接近的行驶条件下，如同表 9. 5. 1 所示，在某一时刻反复进行制动、空转实验，并对制动盘的位移进行测试。图 9. 5. 3 中显示的是测试结果中，从第 14 次到第 15 次制动实验的位移测试结果时域信号。该图中的 4 个波形，是从 a ~ d 的位移计得到的结果。横轴为 T1 、T2 、T3 ，其意义分别为：

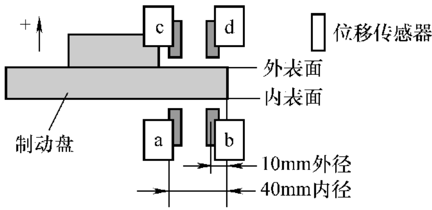


图 9. 5. 2 位移传感器布置

表 9. 5. 1 实验工况

初始速度	150km/h	适用于	第 15 次
最终速度	40 km/h	初始温度	80℃
变化量	2 m/s^2	转动惯量	61. 4kgm^2

T1：第 14 次制动实验开始。

T2：第 14 次制动实验结束。

T3：第 15 次制动实验开始。

另外，发动机空转部分被省略掉。

从图中的制动时刻（T1 ~ T2 之间）的数据中，各个测试位置的位移，位置 a 大约为

50μm，位置 b 约为 100μm，位置 c 约为 100μm，位置 d 约为 150μm，并且每一处都是指向外侧（图中的空心箭头）。从这个结果中可以了解到制动时制动盘摩擦面的举动具有如下特征：

1）内侧、外侧两个摩擦面的位移都指向外侧。

2）外周（b、d）的位移量比内周（a、c）要大。

3）外侧（c、d）的位移量比内侧（a、b）要大。

外周（d：位移量约为 150μm）和内周（b：位移量约为 100μm）的位移差约为 50μm，说明在热膨胀的作用下，制动盘摩擦面的厚度增加了。

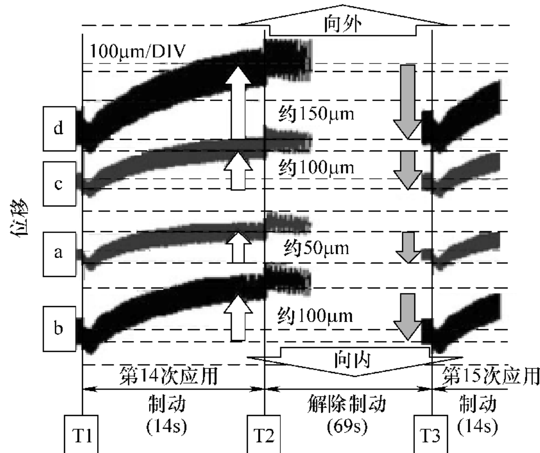


图 9.5.3　制动盘表面运动

另一方面，从空转时（T2 ~ T3 之间）的数据中，可以了解到摩擦面的举动，和制动时具有相同的位移，但是方向是相反的（内侧）（图中的阴影箭头）。

通过以上实验结果，可以了解到在一般的行驶过程中，制动盘发生热变形，随之而产生制动盘摩擦面的位置变化。

三、制动抖动的主要原因

从上述得知，制动盘热变形形态通常包括两种复合类型。一种是厚度变化（热胀冷缩），另外一种是扭曲变形（coning，钵状变形）。每种变形模式的变形前（点划线）和变形后（实线）形状如图 9.5.4 所示。

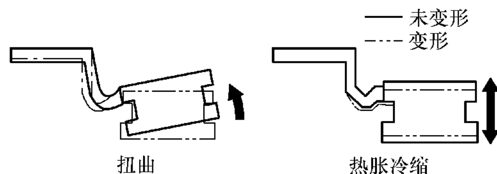


图 9.5.4　制动盘热变形模式

在上述两种热变形模式中，引起性能衰退抖动的主要原因是扭曲变形引起的“拖曳现象”及“制动盘面摆（振幅 Run - out，以下称为 R/O）增大现象”。接下来对这些现象加以详细说明。

1. 拖曳现象

图 9.5.5 中显示了图 9.5.3 中内表面外周（b）处在本次的一系列实验中出现的衬块（Inner Pad）位置，即显示了制动盘内侧摩擦面和衬块的接触状态。

如果考虑到上述的扭曲现象，可以根据图 9.5.5 中的① ~ ⑥过程来推测接触状态。每个过程的接触状态如下所述。

① 制动开始后：由于制动液压系统开始工作，衬块被推到制动盘内侧摩擦面上，衬块与制动盘接触。

② 制动结束前：由于制动过程中扭曲现象加剧，内侧摩擦面向外侧产生变形，随之衬块也向外侧移动。



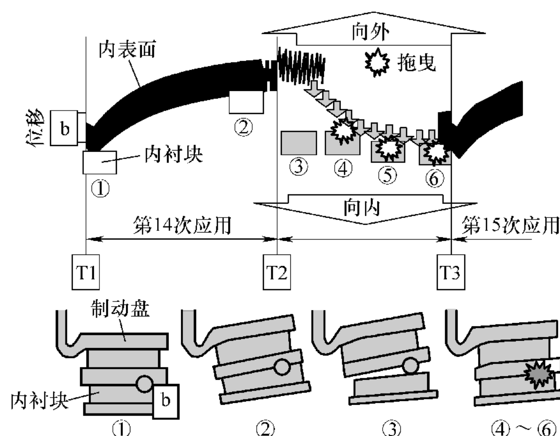


图 9.5.5 制动盘与内衬块间的接触

③ 制动结束后：液压解除，在活塞的收缩作用下，衬块从内侧摩擦面离开。此时在衬块和内侧摩擦面之间形成的间隙，与制动中的扭曲量相比很小，因此，衬块返回不到①的位置。

④～⑥ 空转中：制动盘的冷却系统持续工作，扭曲变形恢复，制动盘与衬块接近。接下来热变形复位，内摩擦面和衬块开始接触，发生拖曳现象。拖曳量的大小在制动盘旋转一周内产生变动，内摩擦面上出现的振幅最大的部分，可以认为是拖曳量最大处。在该拖曳摩擦力的作用下，DTV 增大。

2. R/O 增大现象

首先对 R/O 增大现象的概要加以说明，然后在实验结果的基础上进行详细论述。

图 9.5.6 的上图中，显示的是热变形前的制动盘形状，由于偏磨耗使得 DTV 出现恶化。此时，制动盘的偏磨耗和制动盘面摆之间的相位关系，呈现出制动盘内侧振动部分（f）的磨耗较多，与其相对的外侧振动部分（e）的磨耗较少的倾向。

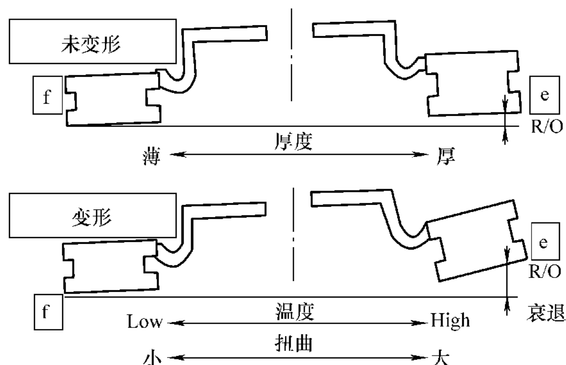


图 9.5.6 R/O 变形现象

像这样在制动盘偏磨耗状态下，如果开始制动，如同在后面的实验中得到了证实那样，由于黏滑作用，使得制动盘的较厚（磨耗少）部分（e）出现热量过度集中，该部分的温度比厚度小（磨耗大）的部分（f）要高。

从日常经验中可以知道，温度和扭曲量几乎成比例关系，因此，扭曲量在热量集中的较厚部分多，较薄的部分少。

通过以上分析得知，热变形后的制动盘形状如图 9.5.5 的下图所示，与热变形之前相比，R/O 增大了。R/O 增大进一步引起 DTV 增加，出现“DTV 增加→R/O 增大→DTV 增加”的恶性循环。

接下来，使用实验测试得到的数据对上述 R/O 增大现象加以说明。图 9.5.7 中，是和时效老化制动抖动实验中的图 9.5.3 及图 9.5.5 不同的时刻，按照表 9.5.1 的行驶条件，采取第 15 次制动时内侧外周（b）和外侧外周（d）的制动盘面摆及厚度变化的时域结果曲线。

在三个波形当中，首先观察最下面的制动盘厚度波形。摆动的上端与最厚的部分（图 9.5.6 中的 e）相当，下端与最薄的部分（图 9.5.6 中的 f）相当。制动时，由于热膨胀的作用，制动盘整体的厚度是增加的。

接下来仔细观察的话，可以了解到厚的部分（e）的厚度增加量比薄的部分要大。由此，制动时厚度大的部分出现热量集中，与厚度薄的部分相比温度变得更高。

其次，对制动盘的面摆波形加以分析。内侧外周（b）、外侧外周（d）处于摆动上端的是外侧部位的振动部分，而且与厚度大的部分（图 9.5.6 中的 e）相当。另一方面，下端则是内侧摆动部分，而且与厚度薄的部分（图 9.5.6 中的 f）相当。内侧外周（b）、外侧外周（d）在制动时，其摆动上端的变形量比下端要大，厚的部分的扭曲量比薄的部分要大。

其结果是，制动前的 R/O 约为 25 ~ 30μm，但是在制动之后则增大到 45 ~ 75μm. 因此，制动结束后在短暂的时间内处于 R/O 持续增大状态，很容易出现 DTV 增加现象。

3. 制动盘热变形引起的制动抖动的发生过程总结

通过上述介绍，可以了解到制动盘热变形引起的时效老化制动抖动的产生过程，如图 9.5.8 所示。

从这个结果可以得知，为了控制制动抖动而对制动盘的热特性要求，就是“扭曲变形小”。

四、低热变形制动盘的开发

为了减小制动盘扭曲变形，首先就制动盘形状对扭曲变形的影响进行调查。

调查对象为市场上在售车使用的三种制动盘形状（Outer - innerhat、Semi - innerhat、Innerhat）。图 9.5.9 中显示的是截面形状、形状特征、扭曲方向，以及扭曲量等。

这三种制动盘的形状可以按照扭曲方向及形状特征分为两大类。这里所说的形状特征是指与外衬板及内衬板中哪一个与垫板连接。



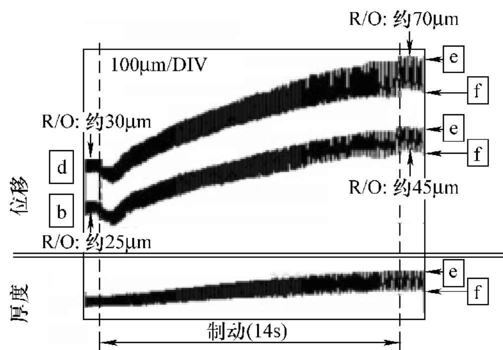


图 9. 5. 7　R/O 变形现象的特征

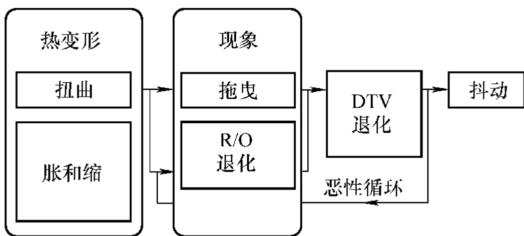


图 9. 5. 8　制动盘热变形引起的抖动

形状 —— 未变形 - - - 变形	盘与帽沿部连接方式	扭曲
外衬板	外沿式	向外(+) 非常大
半内衬板	外沿式	向外(+) 大
内衬板 帽沿部 垫片 外沿 内沿	内沿式	向内(−) 小

图 9. 5. 9　制动盘形状与扭曲变形间的关系

这种形状特征和扭曲方向之间，有如下的关系存在。

- 外沿式中，与帽檐部相连接的是外衬板、半内衬板，制动盘向外侧扭曲。
- 内檐式中，连接在一起的是内衬板，制动盘向内侧扭曲。

如上所述，帽檐部与制动盘衬板的连接方式主导了制动盘的热变形方向。

以上述三种制动盘中扭曲量最小的内衬板形状为基础，对制动盘形状进行优化，以减小扭曲变形量。具体地讲，在垫板上设置垫片（Fin）并调节其长度。制动盘形状优化概要如图 9. 5. 10 所示。

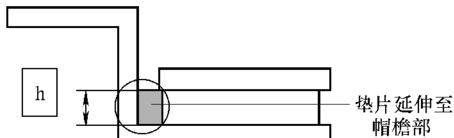


图 9. 5. 10　推荐形状

上述形状优化的目的是针对内檐式形状中指向内侧的扭曲变形，在与其相反的一侧，添加加强结构使得向外侧产生扭曲变形，最终实现

扭曲变形相互抵消。因此，延长外衬板附近的垫片并与帽檐部连接。垫片的调整可以通过延长部分的高度（h）来实现。

基于以上方法，可以获得几乎没有扭曲变形的制动盘形状。为了得到实际上制动盘的尺寸，利用上述三种代表性制动盘的温度分布及热变形量的实测数据，对热变形进行高精度的预测，并在此基础上利用 CAE 分析结果，进行了样件试制。

为了控制制动盘扭曲变形量，通过 CAE 分析及过去的经验来决定垫片延长部分的高度。

五、热变形控制效果验证

针对传统形状的制动盘（半内檐式）和本次新开发的低热变形制动盘，对热变形（扭曲量及位移）进行了测试。

在测试扭曲量之前，首先对温度范围进行了确认。测试时制动盘的温度如图 9.5.11 所示。

本次实验中测试的温度范围几乎涵盖了市场上所有的汽车行驶条件，在对制动盘的热变形进行评价时，可以认为本次实验结果是可靠的。

在上述实验条件下，对制动盘热变形的恒定特性及过渡特性进行了评价。这里所说的恒定特性是指制动盘温度随时间的变化较小时的制动盘热变形特性，它是以制动开始前的制动盘热变形量为指标的。另外，过渡特性则是指制动盘温度随时间的变化较大时的特性，它是以制动过程中的制动盘热变形量为指标的。恒定特性及过渡特性均是制动盘扭曲的重要指标。

在对扭曲测试结果进行说明之前，对扭曲的定量化方法加以介绍，如图 9.5.12 所示。

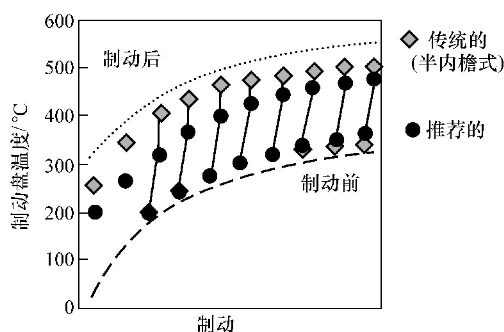


图 9.5.11　制动盘热变形

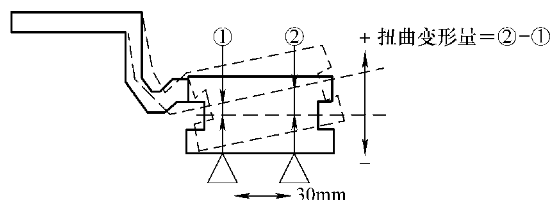


图 9.5.12　扭曲变形的量化

在制动盘的两个摩擦面中间位置假定有一个面，以其半径方向上约 30mm 处的外周及内周的位移差来定义扭曲量。

扭曲量的结果如图 9.5.13 所示。对于传统形状制动盘和低热变形制动盘，用图 9.5.11 同样的方法来表示每次制动实验中制动开始和制动结束后的扭曲量。

低热变形制动盘从第二次实验以后，制动开始前的扭曲量（图中的实心箭头）要比传统形状制动盘（图中的阴影箭头）要小，也可以说前者基本上没有发生热变形。由此可以了解到，低热变形制动盘对扭曲的恒定特性有了显著的改善。

另外，低热变形制动盘在每次制动实验中的扭曲变形量要比传统制动盘（图中的虚线



围起来的部分）的幅值要小，也可以说前者基本上没有发生热变形。由此可以了解到，低热变形制动盘对扭曲的过渡特性也有了显著的改善。

制动盘扭曲的恒定特性和过渡特性都得到了明显的改善，低热变形制动盘的扭曲变形量最大值，与传统制动盘相比，约为后者的1/8（图中的空心箭头）。

其次，再来观察制动盘摩擦面的位移。低热变形制动盘几乎没有发生扭曲变形，制动盘摩擦面的热变形向厚度方向膨胀，只存在热收缩的热变形模式（图9.5.4右）。图9.5.14中显示的是具体情况。关于传统制动盘和低热变形制动盘的摩擦面各个测试位置位移，每次制动实验中制动开始和制动结束后测试结果，按照图9.5.11、图9.5.13相同的方法表示。

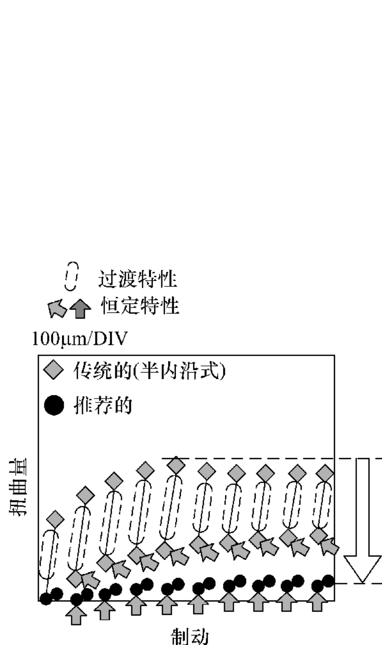


图9.5.13 扭曲量的变动

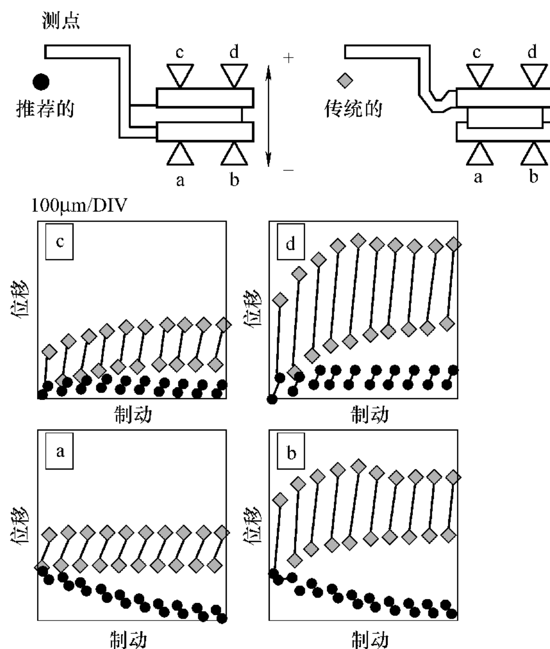


图9.5.14 位移变动

传统形状制动盘的a～d所有的测试位置，制动时外侧产生位移，空转时内侧产生位移。另一方面，低热变形制动盘在制动时外侧摩擦面（c、d）向外，内侧摩擦面（a、b）向内侧变形。空转时的情况则与制动时相反。基于以上结果可以了解到，低热变形制动盘在制动时膨胀、空转时收缩。这是由于空转时内、外两个摩擦面都会向远离衬块的方向变形，前面介绍的拖曳现象很难发生。

六、时效老化制动盘的效果验证

为了确认低热变形制动盘的时效老化抖动改善效果，在台架上进行了模拟行驶实验。对传统形状制动盘、低热变形制动盘同时进行了实验。

两个实验均采用了模拟北美市场使用条件的行驶路况，低热变形制动盘共进行了30000km，传统制动盘只进行了20000km。

在实验过程中，对制动抖动的指标，即DTV和制动力变动，每5000km测试一次。实验测试结果如图9.5.15和图9.5.16所示。

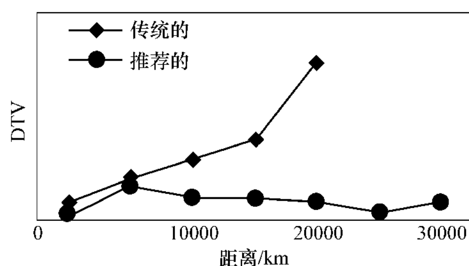


图 9. 5. 15　DTV

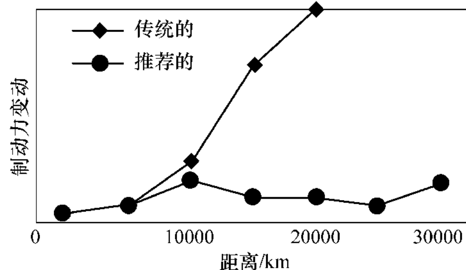


图 9. 5. 16　制动力变动

随着行驶距离的增加，传统制动盘的 DTV 及制动力变动都增加了。而与其相对应，低热变形制动盘的这些指标都没有变化，由此了解到，低热变形制动盘对时效老化抖动问题有了显著的改善。

七、总结

为了降低时效老化制动抖动，以制动盘热变形之一的扭曲现象进行了研究。扭曲变形是时效老化制动抖动的主要原因，并且通过实验得到了验证。

其次，在以上结果的基础上，开发能够大幅降低扭曲变形的制动盘形状，通过 CAE 分析及过去的经验值来确定制动盘的尺寸等参数。根据实验测试，与传统形状的制动盘相比，本次开发的低热变形制动盘扭曲变形大幅降低。

最后，使用低热变形制动盘在台架上进行了实验，进一步确认了时效老化制动抖动的改善效果。

第六节　过减速带冲击

一、乘坐舒适性概述

乘坐舒适性是汽车的一项重要性能指标。随着人们生活水平的不断提高，汽车与人们的生活越来越紧密，每天都有很长的时间与汽车相关，因此，大家对汽车的乘坐舒适性的要求越来越高，希望汽车带给人们惬意、愉悦的感受，即使经过长时间的驾驶或者乘坐，也不会带来身体上的不适。

人体的一些器官的共振频率较低，因此对低频振动非常敏感。如图 9. 6. 1 所示为人体部分器官的共振频谱分布及主要表现。

人体的共振频率低，对汽车的一些低频振动敏感，如动力总成的刚体模态、簧下共振模态、车身的偏频等。如图 9. 6. 2 所示为轮胎接地点单位激励时车身振动情况。从图中可以了解到，一些主要的低频模态都被激发起来了。图中的 PP 指动力总成（Power_ Plant）。

二、问题描述

某在研车型（下文称为 F7）在进行过减速带实验过程中，出现车身振动过大、二次冲击等问题，严重地影响了整车的乘坐舒适性。如图 9. 6. 3 所示为实测 F7 样车和标杆车在通



图 9.6.1 人体共振频谱分布及主要表现

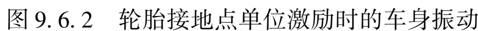


图 9.6.2 轮胎接地点单位激励时的车身振动

过减速带时的座椅上下方向振动加速度。F7 实验车出现了两个冲击峰值，而且幅值大大超过了目标线。而标杆车只出现一次冲击峰值，最大峰值在目标线以内。

三、原因分析

车辆驶过减速带时，减速带会对轮胎施加上下方向的强迫激励。正常情况下，强迫激励引起的车辆上下方向的振动能量很快就会被悬架系统减振器的阻尼效应吸收，车内乘员不会

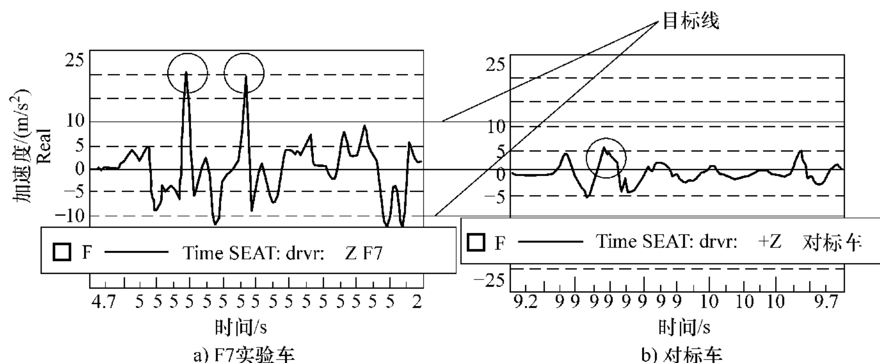


图 9. 6. 3　通过减速带时座椅上下方向振动

感受到强烈的上下方向冲击感，但是，当减振器的衰减性能不足时，不能有效吸收振动能量，车身仍然受到较大的激励，引起上下方向大幅冲击振动。另外，如果减振器结构设计不合理，使得减振器本身出现撞击、干涉，也会影响乘坐舒适性。

1. 实验测试

为了查找实验车过减速带时出现过大冲击现象的原因，开展了一系列调查。如图 9. 6. 4 所示为座椅导轨、转向节、悬置主动侧、减振器车身侧上下方向的振动测试结果。

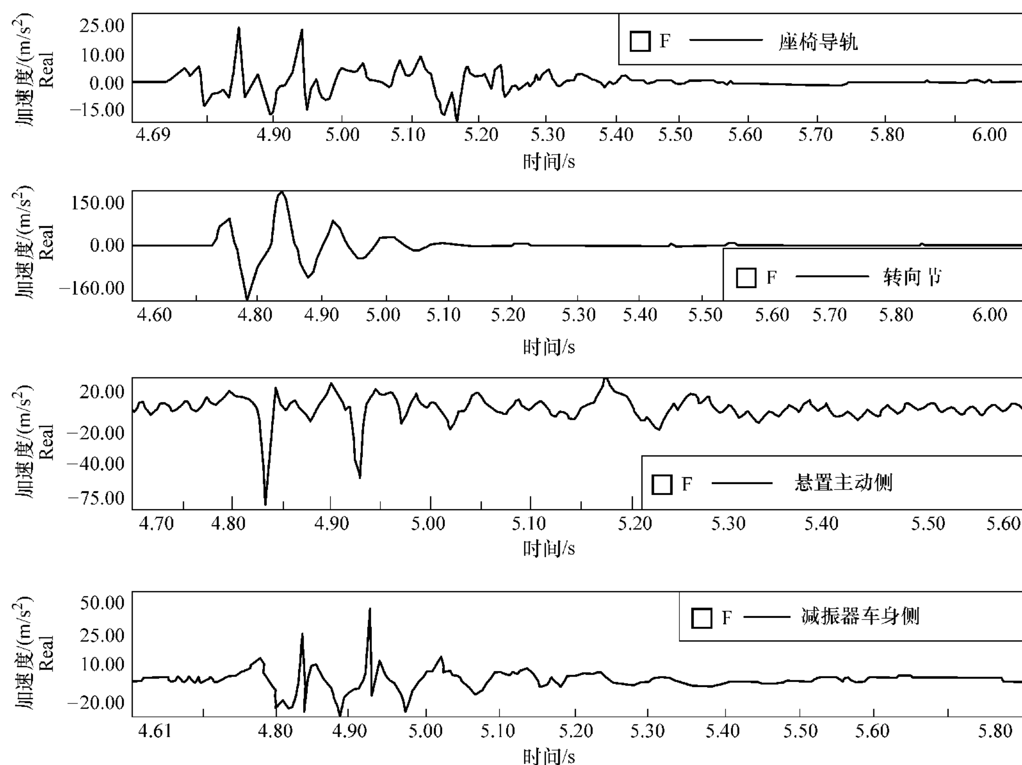


图 9. 6. 4　基础测试

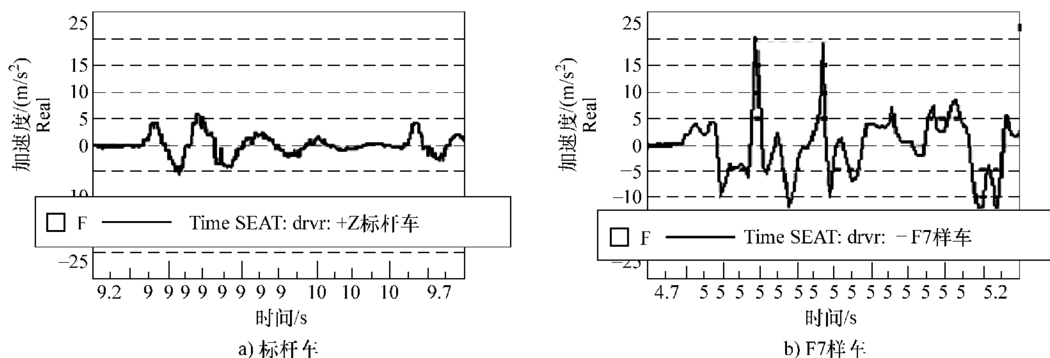
通过对测试数据的分析，可以得到如下结论：



1）转向节上只有一次幅值较大的峰值，说明减速带施加给轮胎、转向节的激励只有一次，属正常情况。

2）车身减振器支座的加速度两次剧烈突变，判断缓冲块被两次撞击。

为了进一步了解实验样车的振动水平，在完全相同的条件下，将实验样车与标杆车进行了对比实验，图 9.6.5 为实验对比结果。通过对比可以了解到，相对于 F7 实验样车最高达 $20m/s^2$ 的峰值，标杆车最高峰值只有 $5m/s^2$。



a) 标杆车　　b) F7样车

图 9.6.5　F7 样车与标杆车对比

2. 仿真分析

实验测试的同时，还开展了相关的模拟仿真分析。仿真分析使用 ADAMS/CAR 软件，首先搭建减速带模型和整车模型。如图 9.6.6 和图 9.6.7 所示。仿真使用的是刚体模型，输入车身、底盘等部分的重量、转动惯量信息，减振器刚度及阻尼参数来自于 KC 模型。

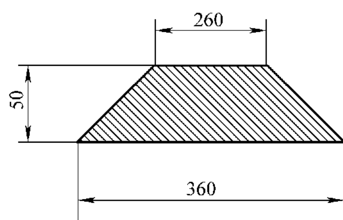


图 9.6.6　减速带截面尺寸

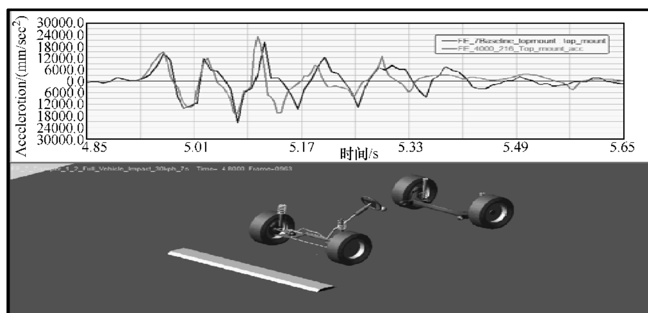


图 9.6.7　仿真模型

1）仿真路面设置：建立一个底部宽度为 360mm、高为 50mm 的刚性梯形减速带。

2）仿真车况：F7 样车，KC 值输入，半载。

3）仿真工况：车辆以 30km/h 的速度驶过减速带。

4）设计车况仿真：微调原始车况的轮胎刚度，确认仿真车的动态响应与实测响应基本吻合，并据此进行动态响应分析（图 9.6.8）。

5）优化仿真：对设计参数的各种车况进行优化仿真，针对消减过减速带冲击的目标，给出最佳方案。

图 9.6.8 为仿真与实测结果对比。可以看到，二者一致性很好，认为仿真模型精度高，

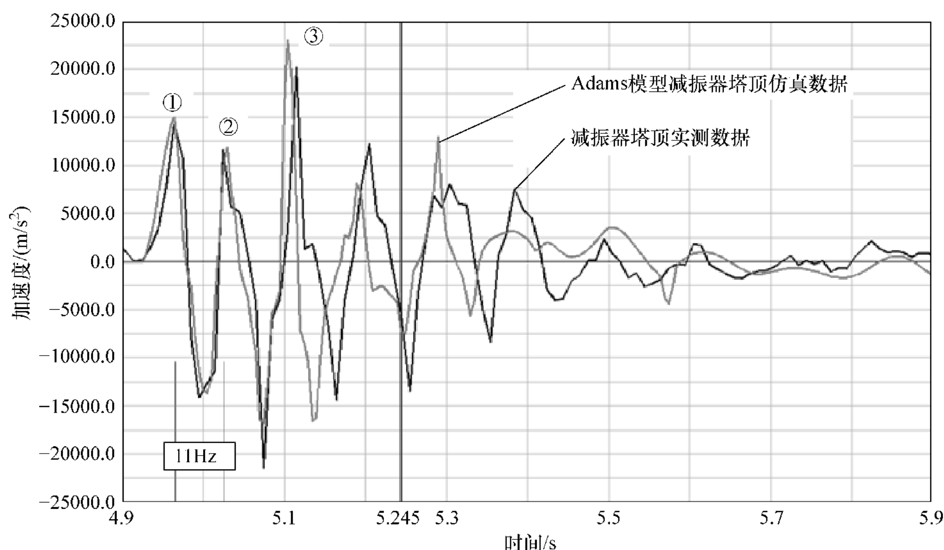


图 9. 6. 8　仿真与实测结果对比

可靠性好，可以在其基础上进行下一步分析。

图 9. 6. 8 中的数据曲线中，有三个主要的峰值，说明如下：

1）减速带激励：簧下系统主导了这个动态响应峰值，主要是刚度影响。仅更改轮胎刚度可调整此振幅，而系统频率变化可忽略不计。

2）第一响应峰值：减振器限位块设计行程半载时 10mm，过减速带时限位块发生剧烈碰撞。此时动力总成的振动通过悬置主导了这个峰值，而减振器阻尼变化的影响可以忽略。

3）第二响应峰值：动力总成的振动通过悬置主导了这个峰值。减振器限位块发生剧烈碰撞时，减振器阻尼变化对这个峰值毫无影响。

3. 问题分析

1）减振器限位块行程太短，过减速带经受瞬间冲击时，减振器阻尼没有足够的作用区间，不能发挥减振作用。

2）减振器阻尼太低。

3）悬置的连接悬架的橡胶衬套刚度过低。

四、解决方案

根据以上分析，制定了若干个解决方案。并通过仿真手段预测每一种改进方案的效果。

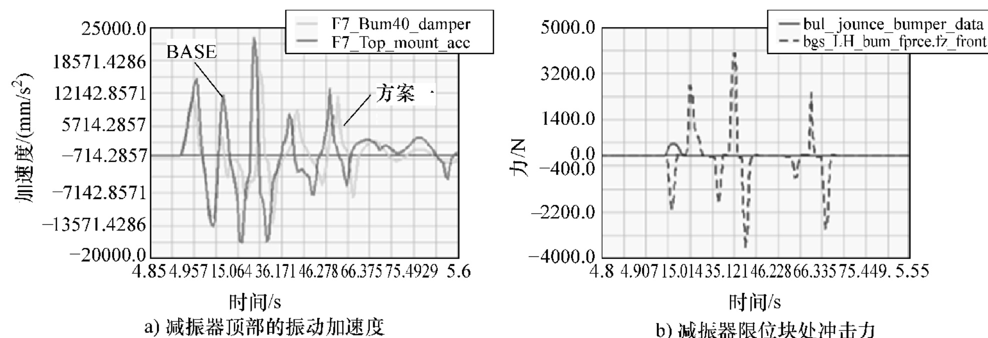
1. 减振器限位块行程增加 30mm，阻尼增加 50%

第一个方案是增加减振器限位块行程 30mm，同时阻尼增加 50%。以避免减振器因限位块行程短而出现二次撞击，以及阻尼衰减效果差的问题。图 9. 6. 9 为方案一的效果。图 a 为减振器顶部的振动加速度，图 b 为减振器限位块处的冲击力。从仿真结果可以了解到，方案一对解决问题具有一定的效果，证明改进的方向是正确的。

2. 悬置刚度增加 1 倍

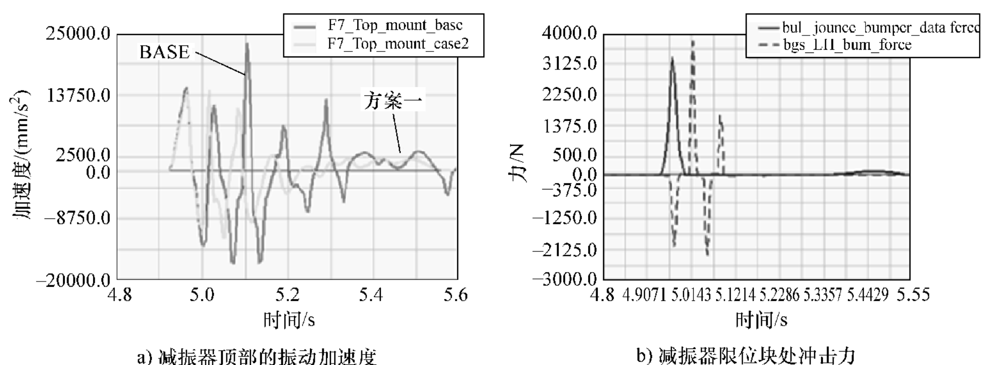
方案二是增加发动机左、右悬置的刚度。其效果如图 9. 6. 10 所示。





a) 减振器顶部的振动加速度　　b) 减振器限位块处冲击力

图 9.6.9　方案一改进效果



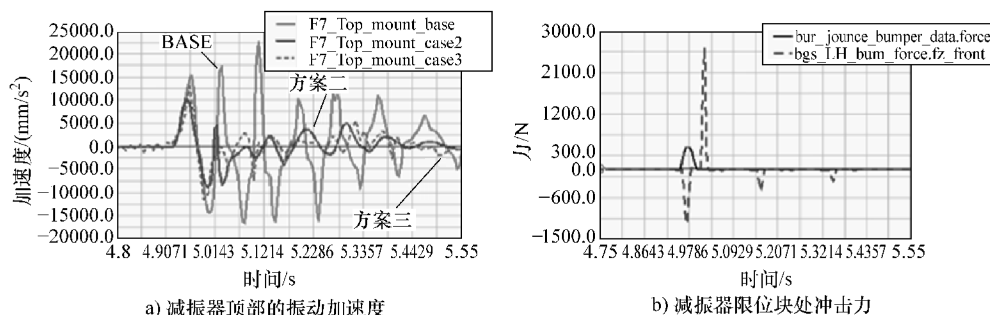
a) 减振器顶部的振动加速度　　b) 减振器限位块处冲击力

图 9.6.10　方案二改进效果

从仿真结果可以了解到，方案二对解决问题具有明显的效果。

3. 方案一 + 方案二

方案三是综合方案一和方案二，其效果如图 9.6.11 所示。



a) 减振器顶部的振动加速度　　b) 减振器限位块处冲击力

图 9.6.11　方案三改进效果

从仿真结果可以了解到，方案三对于解决问题具有显著的效果。振动峰值整体上明显下降，第二个振动峰值大幅下降。

五、实验验证

根据仿真分析结果，试制了若干组样件，并装车实验。实验以主观评价为主。参与主观评价的人员一致表示，改进方案效果明显，实验样车通过减速带时的车身振动水平可接受。

第七节　轿车加速轰鸣噪声控制

某主机厂设计、制造的一款三厢轿车，在用户使用过程中出现了轰鸣噪声、地板抖动等多项 NVH 问题。用户投诉较多，严重影响了该产品的市场信誉和销售。为了解决这些问题，公司组建了专项小组，进行攻关和研究，以期尽快解决问题。

上述问题中，顾客投诉最集中的是加速轰鸣噪声和地板振动，二者均出现在常用发动机转速（3000r/min）范围内，而且幅值较高，严重影响了乘坐舒适性。因此，本节重点介绍加速轰鸣噪声和地板振动的解决方法。

一、问题描述

1. 主观评价项目及结果

（1）怠速时的车外声　7 分

• 在车的侧面可听到若干的传动带噪声。散热器声已经达到实用水平，没有变速器的咔嗒咔嗒声，音质很好。发动机舱的吸声、遮声处理做得很好。

（2）怠速时的车内声　6 分

• 在车外没听到的转向助力泵噪声在车内可以很明显地听到。由于是在车内听到的，所以可以认为是转向助力泵的配管传来的振动传递声，有消除配管脉动及改善配管的支持结构的余地。

（3）空档加速时的车内声　6 分

• 空档加速时可以检测出发动机的起振力引起的振动、轰鸣声，以确定改善方向。另外，也可以评价与发动机转速相关的传动带声、泵类声。

（4）正常行驶时的车内声　7 分

• 在音质方面没有问题。另外，希望注意由于路面及空气的激励而引起的噪声级别的增加。

（5）加速时车内噪声　5 分

• 加速时发动机的噪声加大，最大噪声峰值出现在发动机转速 3000r/min 附近。如果再仔细听的话，能听到多余的明显的声音。其主要的原因认为是通过发动机悬架所传达的结构传播声，是与发动机悬架支架的振动有关的。

（6）驱动系的噪声　6 分

• 因为是 AT 车，所以驱动系的转矩变化很小，驱动系没有发生异声。可以听到一部分的差速器的声音，由于生产的离散性，以及整车的不断完善而渐渐显露出来。

（7）路面噪声　6 分

• 由于本次的评价试验不具备条件（有一定距离的差路），评价进行得不是很充分。在一部分的差路行驶中，可以从音质来推定所发生的噪声的大小。在向轮胎供应商提出要求的同时，应该力求降低悬架系统向车身传递的力。

（8）怠速振动　6 分

• 发动机的起振力的频率如果与车身的弯曲振动频率一致的话，将容易发生比较大的

共振。该车的怠速转速如果能确保目前的（800 ± 50）r/min 应该是没有问题的。发动机悬架的结构、布置方式等可以保持目前的状态。

（9）行驶时振动　　7 分

• 没有大的问题。由于是在比较平滑的路面上行驶，路面传来的力引起的振动很小。今后，应该对在凸凹不平路上车体的振动加以注意。

2. 总结

该车未达到实用水平。需要改进的项目：

1）加速轰鸣噪声。

2）行驶时变速杆、转向盘、地板振动。

二、原因分析

车辆在行驶过程中出现加速轰鸣噪声的原因有很多。主要包括以下几方面的因素：

1）驱动轴弯曲模态。

2）副车架弯曲模态。

3）排气系统弯曲模态。

4）动力总成弯曲模态。

5）进气噪声。

1. 确定实验工作计划

为了确定加速轰鸣噪声到底是如何产生的，利用实验及仿真分析手段，对上述可能因素逐一排查，以期尽快找到问题产生的根源。如表 9. 7. 1 所示为详细的工作计划。

表 9. 7. 1　加速噪声解决方案工作计划

1. 3000r/min 时的振动轰鸣噪声（100Hz）				试验车：M2
实验计划	0）准备			
	1）把握现状			
		①	前座椅噪声	• 确认成分，掌握噪声级别，设定目标
		②	后座椅噪声	• 与前坐席的噪声比较
		③	前地板振动（脚下）	• 确认成分，掌握噪声级别，设定目标
		④	发动机本体振动	• 掌握振动特性
		⑤	发动机悬置振动	• 掌握振动特性
		⑥	进气歧管支架振动	• 掌握振动特性
		⑦	中间梁振动	• 掌握振动特性
		⑧	搁脚板的振动	• 掌握振动特性
		⑨	排气管支架安装部位振动	• 掌握排气管传来的振动因素
	2）原因分析			
		①	发动机悬置支架振动响应（右、左、前、后）	• 掌握共振频率及共振模式
		②	进气歧管支架振动响应	• 掌握共振频率及共振模式
		③	中间梁振动响应	• 掌握共振频率及共振模式
		④	讨论改善方案	
	3）讨论改善方案			
		①	中间梁的防振支持	• 降低动力系统向车体的振动传达
		②	中间梁的补强	• 改变梁的共振频率以降低传达
		③	中间梁、减振器安装	• 降低中间梁的共振峰值
		④	其他	

2. 实验测试

根据实验计划安排，将开展相应的实验测试，测试内容如表 9. 7. 2 所示。

表 9. 7. 2　NVH 测试内容

分类	序号	评价项目	测试项目	实验条件
噪声	N－1	车门关闭声	FFT 分析	定置
	N－2	怠速车外声	声压级、FFT 分析	定置
	N－3	怠速车内声	声压级、FFT 分析	定置
	N－4	空档加速车内声	声压级、FFT 分析、阶次分析	定置
	N－5	正常行驶声音	声压级、FFT 分析、阶次分析	实车行驶
	N－6	加速行驶时声音	声压级、FFT 分析、阶次分析	实车行驶
	N－7	驱动系统声音 ● 齿轮声 ● 驱动系统异声	声压级、FFT 分析、阶次分析	实车行驶
	N－8	风噪	声压级、FFT 分析	实车行驶
	N－9	路面噪声	声压级、FFT 分析	实车行驶
振动	V－1	怠速振动	级别、FFT 分析	定置
	V－2	变速杆振动	级别、FFT 分析	定置
	V－3	行驶时振动	级别、FFT 分析、阶次分析	实车行驶
	V－4	乘坐舒适性	级别、FFT 分析	实车行驶

3. 测试结果及目标设定

（1） 车内噪声

测试是在安静的路面上进行的。测试工况为 3 档全加速（3 档 WOT），同时测试驾驶人右耳及后排中央位置的噪声值。发动机转速信号取自发动机控制单元（ECU）。图 9. 7. 1 为驾驶人位置的噪声测试结果。

从测试结果曲线上可以看到，在发动机转速 3000r/min 处存在峰值，这与主观评价结果是一致的。

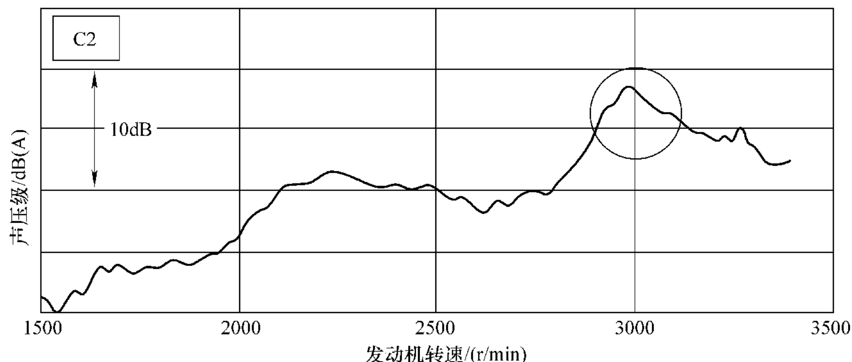


图 9. 7. 1　驾驶人位置加速噪声



同时，还测试了驾驶人脚下地板附近的振动，测试结果如图 9. 7. 2 所示。从测试结果曲线中可以看到，和车内噪声同样，发动机 3000r/min 处也出现了振动峰值。这与主观评价结果是一致的。

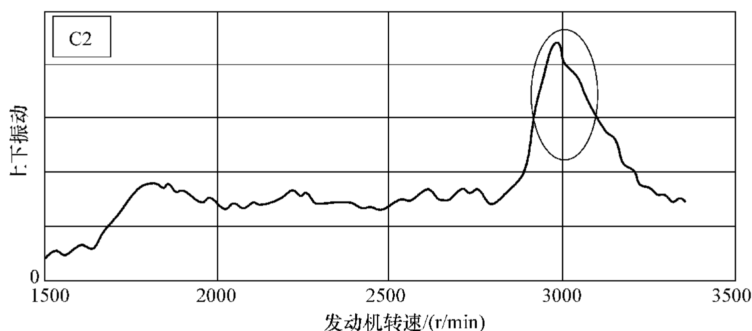


图 9. 7. 2　驾驶人脚下地板振动

（2） 目标设定

根据上述测试结果，为了解决加速噪声问题，必须将图 9. 7. 1 中 3000r/min 处的噪声峰值和图 9. 7. 2 中的振动峰值消除或者降低到可以接受的范围内。从主观评价上感受不到这个峰值。评价实验时采取多人参与、取平均值的方式。并且要求改进方案具有可行性，能够被生产车间接受。

（3） 模态测试

从车内噪声和地板振动的测试结果来看，主要振动阶次为 2 阶，来自于发动机激励。发动机 3000r/min 对应的 2 阶激励频率为 100Hz。

如图 9. 7. 3 所示为发动机激励引起车内噪声的所有传递路径汇总。其中包括结构传播噪

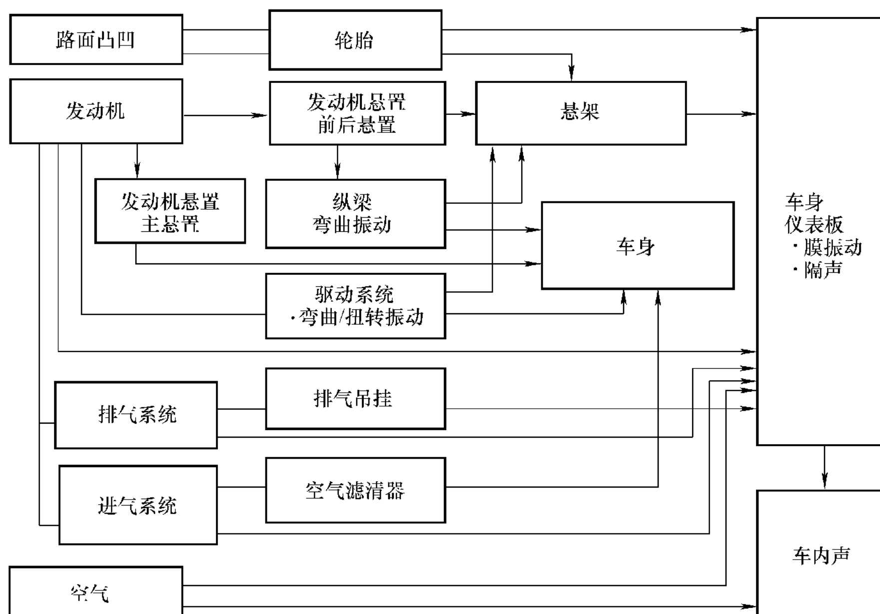


图 9. 7. 3　发动机激励传递路径

声和空气传播噪声。本案例中的主要噪声和振动问题出现在100Hz，属于结构传播问题。发动机激励的结构传播路径主要是悬置和排气吊挂。据此，对可疑传递路径进行测试，以查找引起问题的结构模态。

测试采用的是简单快捷的频响函数法。对纵梁、悬置支架、后悬置横梁和中间纵梁等处进行逐一敲击测试。

图9.7.4所示为中间纵梁的弯曲模态，恰好为100Hz。本案例中的车型为发动机前置前驱、四点悬置。左、右悬置为主悬置，主要承担动力总成的重量。前、后悬置主要用来缓冲动力总成工作过程中的冲击。左、右悬置位于纵梁上，前后悬置位于中间纵梁上。敲击实验显示中间纵梁的弯曲模态恰好为100Hz。因此，初步判断中间纵梁是引起车身振动和车内噪声的主要因素。

除了中间纵梁以外，测试过程中还发现右半轴的弯曲模态也恰好是100Hz，如图9.7.5所示。

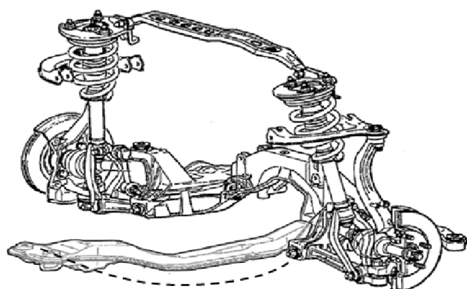


图9.7.4　中间纵梁弯曲模态

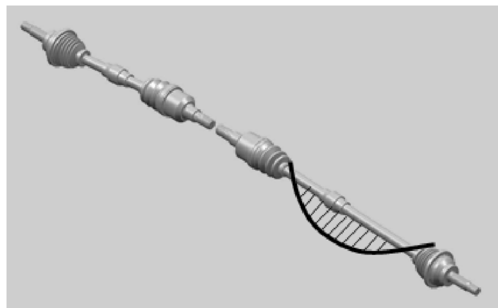


图9.7.5　右半轴弯曲模态

4. 问题分析

通过以上噪声、模态测试及仿真分析结果，对问题进行分析，可以得到如下几点结论：

1）从车内噪声的测试结果来看，2阶成分占主要贡献，这说明车内的噪声是与发动机的激励直接相关的。

2）噪声峰值集中在100Hz。

3）100Hz附近的结构模态有：

① 中间纵梁 Z 向弯曲模态（100Hz）。

② 右半轴弯曲模态（100Hz）。

上述这些模态都有可能是引起发动机3000r/min噪声和振动峰值的原因。

三、解决方案

针对以上问题原因的分析，针对风险点进行方案优化。根据测试结果，提交给生产部门试制样件的请求，并装车试验。

1. 右半轴改进方案

右半轴属于成品件，从供应商处直接采购。供应商提供的半轴都属于定型产品，结构更改的空间非常小。对于这种弯曲模态，最常用的方法就是使用动态减振器。即在右半轴振幅最大位置处安装一个动态减振器，以降低半轴的振动幅度。如图9.7.6所示为在右半轴上安



装了 100Hz、500g 的动态减振器。主观评价结果显示车内后排乘员的噪声有了显著的改善。

2. 中间纵梁加强方案

主观评价显示，地板的振动并没有得到改善。这说明引起车身振动的因素并不是右半轴。基上以上问题原因的分析，继续对中间纵梁进行改进。

为了提高中间纵梁的刚度和模态，对其进行了加强，在上面补焊了一块钢板，如图 9. 7. 7 中的阴影区域所示。

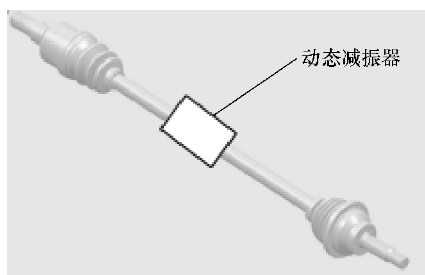


图 9. 7. 6　动态减振器方案

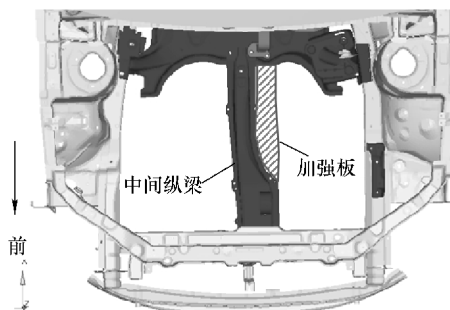


图 9. 7. 7　纵梁加强方案

四、实验验证

针对上面提出的改进方案，对试制样件逐一进行装车测试。主观评价结果显示，车内噪声及地板振动都有了明显改善。为了进一步验证改进效果，对车内噪声和地板振动进行了测试。如图 9. 7. 8 所示为车内后排乘员位置声压级测试结果。对改进前后进行了对比，可以看到原来发动机 3000r/min 处的噪声峰值大幅降低，得到了明显的改善。

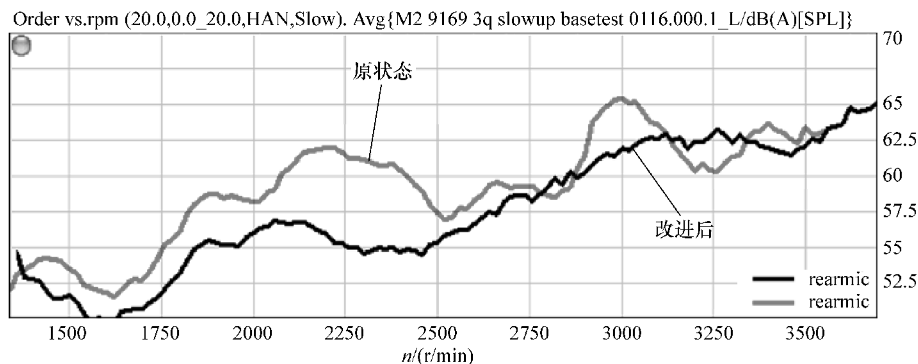


图 9. 7. 8　后排乘员位置声压级改进效果

图 9. 7. 9 所示为驾驶人脚下地板附近的振动加速度测试结果。可以看到原来发动机 3000r/min 处的振动峰值大幅降低，得到了明显的改善。

五、总结

本案例为中间纵梁和右半轴模态引起的加速噪声。这二者的模态恰好相等，为 100Hz。

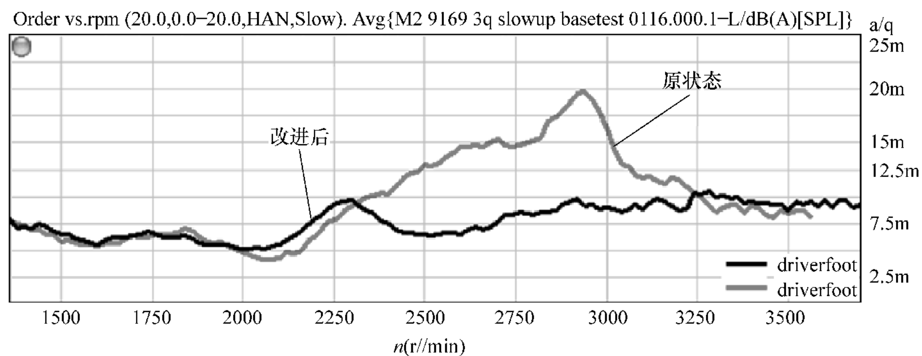


图 9. 7. 9　驾驶人脚下地板振动

而这一点很容易给问题的解决带来困惑。首先通过在右半轴上安装动态减振器，车内噪声得到了有效的控制，但是地板振动却没有改善。之后的测试确定了中间纵梁也存在弯曲模态。通过对中间纵梁加强后，地板振动也得到了明显改善。

参 考 文 献

［1］刘显臣．汽车 NVH 综合技术［M］．北京：机械工业出版社，2014.

［2］庞剑，谌刚，何华．汽车噪声与振动——理论与应用［M］．北京：北京理工大学出版社，2005.

［3］郭乙木，陶伟明，庄茁，等．线性与非线性有限元及其应用［M］．北京：机械工业出版社，2003.

［4］高波克治．自動車の振動騒音低減技術［M］．東京都：朝倉書店，1996.

［5］Dede E M. Analysis, design and optimization of structures with integral compliant mechanisms for mid－frequency response［D］. Ph. D. Thesis. University of Michigan, 2007.

［6］Berenger J P. A perfectly matched layer for the absorption of electromagnetic－waves［J］. Journal of Computational Physics. 1994, 114（2）：185－200.

［7］Beriot H, Tournour M. On the locally－conformal perfectly matched layer implementation for Helmholtz equation［J］. Noise and Vibration：Emerging Methods. 2009, 86：1－11.

［8］Bai M R. Application of bem（boundary element method）－based acoustic holography to radiation analysis of sound sources with arbitrarily shaped geometries［J］. Journal of the Acoustical Society of America. 1992, 92（1）：533－549.

［9］Rokhlin V. Rapid solution of integral－equations of classical potential－theory［J］. Journal of Computational Physics. 1985, 60（2）：187－207.

［10］Greengard L, Rokhlin V. A fast algorithm for particle simulations［J］. Journal of Computational Physics. 1987, 73（2）：325－348.

［11］Hallez R, De Langhe K. Solving large industrial models with the fast multipole method［Z］. Krakow：2009.

［12］Rokhlin V. Sparse diagonal forms for translation operators for the Helmholtz equation in two dimensions［J］. Applied and Computational Harmonic Analysis. 1998, 5（1）：36－67.

［13］李善德，黄其柏，张潜．快速多极边界元方法在大规模声学问题中的应用［J］．机械工程学报．2011, 47（07）：82－89.

［14］Seybert A F, Wu T W, Li W L. A coupled FEM BEM for fluid－structure interaction using Ritz vectors and eigenvectors［J］. Journal of Vibration and Acoustics－Transactions of the ASME. 1993, 115（2）：152－158.

［15］He Z C, Liu G R, Zhong Z H, et al. A coupled es－fem/bem method for fluid－structure interaction problems［J］. Engineering Analysis with Boundary Elements. 2011, 35（1）：140－147.

［16］徐张明，沈荣瀛，华宏星．利用 FEM/IBEM 计算流体介质中的壳体的结构声耦合问题［J］．振动工程学报．2002, 15（3）：363－367.

［17］姚德源，王其政．统计能量分析原理及其应用［M］．北京：北京理工大学出版社，1995.

［18］Lyon R H, Dejong R G. Theory and application of statistical energy analysis［M］. Boston：Buttersworths－Heimann, 1995.

［19］Burroughs C B, Fischer R W, Kern F R. An introduction to statistical energy analysis［J］. Journal of the Acoustical Society of America. 1997, 101（4）：1779－1789.

［20］纪琳．中频振动分析方法：混合模型解析［M］．北京：机械工业出版社，2013.

［21］Shorter P J, Gardner B K, Bremner P G. A hybrid method for full spectrum noise and vibration prediction［J］. Journal of Computational Acoustics. 2003, 11（2）：323－338.

［22］Shorter P J, Gardner B K, Bremner P G. A hybrid method for full spectrum noise and vibration prediction［J］. Journal of Computational Acoustics. 2003, 11（2）：323－338.

［23］Cotoni V, Shorter P J. Numerical and experimental validation of a hybrid finite element－statistical energy analysis method［J］. Journal of Acoustic. Society of America, 2007, 122（1）：259－270.

[24] Cotoni V, Shorter P J, Langley R S. Numerical and experimental validation of a hybrid finite element – statistical energy analysis method [J]. Journal of the Acoustical Society of America. 2007, 122 (1): 259 – 270.

[25] Shorter P J, Langley R S. On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading [J]. Journal of the Acoustical Society of America. 2005, 117 (1): 85 – 95.

[26] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.

[27] 史文库. 现代汽车新技术 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2004.

[28] Dr. FranzBrandl. Engine Noise Reduction [C]. AVL Vehicle NVH Conference 2005, April

[29] 张伟, 蒋伟康. 基于心理声学分析的车内异常噪声辨识 [J] 汽车工程, 2003, 25 (6).

[30] Zwicker E, Fastl H. Psychoacoustics, Facts and Models [M]. 2nded. New York: Springer, 1999.

[31] 张义民. 机械振动 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2007: 44 – 45.

[32] A. E. Duncan, G. Goetchius, S. Gogate. Structure Borne NVH Basics [C]. SAE 2007 NVH Conference. May 16, 2007: 127 – 130.

[33] 林逸, 马飞天, 姚为民, 等. 汽车 NVH 特性研究综述 [J]. 汽车工程, 2002, 24 (3).

[34] 近谷靖志ほか. トランクのアイドル騒音低減について [J]. 自動車技術 1990, 44 (12).

[35] 太田道也ほか. トランクの車内騒音低減の手法 [J]. 自動車技術, 1983, 37 (12).

[36] 大島正光. 生体振動論 [M]. 東京都: 東京大学出版社, 2003.

[37] 王登峰, 等. 路面激励引起车内噪声的模拟和试验 [J]. 汽车工程. 2000.

汽车先进技术论坛丛书

- 中国汽车节能思考
- 概念汽车开发
- 汽车平顺性与悬架系统设计
- 车辆工程仿真与分析——基于MATLAB的实现
- 车辆悬架弹性力学解析计算理论
- 车辆稳定控制技术
- 车辆结构有限元分析
- 汽车及其驱动系统虚拟产品开发
- ADVISOR 2002 电动汽车仿真与再开发应用 第2版
- GD&T基础及应用
- 车门系统零部件设计及系统集成
- 电控柴油机燃烧系统匹配
- 汽车尾气排放分析及治理技术
- 汽车NVH性能开发

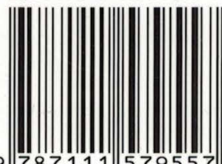
地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
服务咨询热线：010-88361066
读者购书热线：010-68326294
010-88379203
网络服务
机工官网：www.cmpbook.com
机工官博：weibo.com/cmp1952
金书网：www.golden-book.com
教育服务网：www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版


机械工业出版社
微 信 公 众 号


扫一扫，更多汽车精品图书供你选！



ISBN 978-7-111-57955-7
策划编辑◎孙鹏



定价：139.00元